

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Bakalářská práce

2018

Jakub Šamárek

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Stůl pro měření dynamických sil točivých strojů

Table for Measuring Dynamic Forces of
Rotating Machines

Student: Jakub Šamárek
Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Šamárek**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení**
Téma: **Stůl pro měření dynamických sil točivých strojů**
Table for Measuring Dynamic Forces of Rotating Machines

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh polohovacího stolu sloužící k polohování a fixaci zařízení používaných pro měření dynamických sil točivých strojů.

Výchozí parametry:

Rozměr upínací desky	1600 x 1300 mm
Zatížení stolu	40 kN
Pracovní výška stolu	600 až 1000 mm
Rychlost zdvihu a spouštění	cca 3mm/s

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního stolu pro měření dynamických sil točivých strojů,
- detailní konstrukční zpracování řešení pohonu, pohyblivých i nepohyblivých částí zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém formátovém rozsahu cca 1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: H *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů I a II.* Brno: VUT Brno, 1987.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [7] Literární rešerše zpracovaná v rámci ročníkového a bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

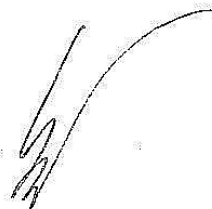
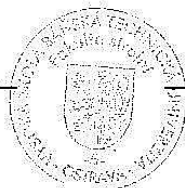
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne.....21.5.2018.....

Jakub Šamánek

podpis studenta

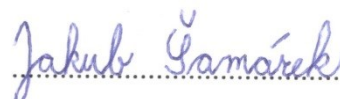
Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za ochotu, čas a odborné vedení práce, které mi pomohly tuto práci zkompletovat. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Šamárkovi za cenné rady a poskytnutí zázemí a prostředků pro zpracování práce.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.5.2018



podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Šamárek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Litultovice 109, 747 55

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠAMÁREK, Jakub. *Stůl pro měření dynamických sil točivých strojů: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 75 s. Vedoucí bakalářské práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář.

Hlavním cílem práce je projekčně-konstrukční návrh polohovacího stolu, který slouží k výškovému ustavení dynamometru vůči testovanému motoru. Práce obsahuje průzkum trhu v oblasti zvedacích stolů s následným zhodnocením nalezených stolů. V další části se práce zaměřuje na zpracování možných variant řešení s následným výběrem nejvhodnější varianty. Tato část navazuje na technickou zprávu, která obsahuje detailní popis navrženého stolu s návazností na výkresovou a výpočtovou dokumentaci. V práci je řešena problematika přesného zdvihu dynamometru s ohledem na vysokou hmotnost dynamometru, který váží až 4 tuny. Provedl jsem patřičné výpočty, jejichž cílem bylo naddimenzovat stůl na tuto nosnost s důrazem na tuhost celku. Dále je v práci navržena centrální aretace stolu, která napomáhá obsluze aretovat stůl v dané výškové pozici.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŠAMÁREK, Jakub. *Table for Measuring Dynamic Forces of Rotating Machines: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of production Machinery and design, 2018, 75 s. Thesis head: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář.

The main goal of my thesis is design of the positioning table, which is used to the height-setting of the dynamometer towards to the engine under test. The thesis includes market research in the area of lifting tables with subsequent evaluation of the found tables. In the next part is my thesis focused to process possible solutions with the selection of the most appropriate variation. This part connects on the technical report which contains a detailed description designs table with continuity to the drawing and calculation documentation. In the thesis is solved problematics of exact stroke of the dynamometer given the high dynamometer weight which weighs up to 4 tons. I've done appropriate calculation whose aim was to over – dimension the table for this load capacity with an emphasis to a stiffness complex. Further off is in the thesis propose central table settings which helps the operator to secure the table in a given height position.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	13
1 Úvod	16
2 Rešerše.....	17
2.1 Průzkum trhu zdvižných stolů.....	17
2.1.1 Nůžkový zvedací stůl HYMO Maxima BX30 – 8/8 [1]	17
2.1.2 Zvedací stůl – ZS 2400 [2].....	18
2.1.3 Pneumatický zvedací stůl AL – 040 – 24 [3].....	19
2.2 Průzkum trhu pohonu zvedání	20
2.2.1 Hydraulický pohon.....	20
2.2.2 Pneumatický pohon.....	21
2.2.3 Elektrický aktuátor	21
2.3 Patentová ochrana	22
2.4 Zhodnocení rešerše	22
3 Požadavky na návrh.....	22
3.1 Upřesnění zadání.....	22
3.2 Třídy vlastností zdvižného stolu	23
3.3 Schéma technického procesu	24
4 Hodnocení konceptů.....	24
4.1 Kritéria hodnocení konceptů	24
4.2 Návrh konceptu pomocí Morfologické matice	25
4.3 Výběr konceptu pomocí tabulky	25
5 Zvolení vhodné varianty konstrukčních uzlů	25
5.1 Upínací deska	25
5.1.1 Odlitek.....	26
5.1.2 Svařenec	26
5.1.3 Obráběný plech	26
5.2 Vodicí tyče	27

5.2.1	Ocelová tyč	27
5.2.2	Ocelová trubka	27
5.3	Uchycení vodících tyčí k upínací desce	27
5.3.1	Nalisování tyče do upínací desky	28
5.3.2	Šroubové spojení	28
5.3.3	Šroubové spojení se zapuštěnou patkou	29
5.3.4	Svarové spojení	29
5.4	Kluzná část vodící trubky	30
5.4.1	Kluzné pouzdro z masivního bronzu	30
5.4.2	Kluzné pouzdro ze slinutého karbidu	30
5.4.3	Kluzná pouzdra z kompozitu POM	31
5.5	Těsnění vodící trubky	32
5.5.1	Stírací kroužek DA 117	32
5.5.1	Stírací kroužek DA 118	32
5.5.2	Stírací kroužek DA 102	33
5.5.3	Krycí měch kruhový	33
5.6	Koncové spínače	34
5.6.1	Elektromechanické koncové spínače	34
5.6.2	Indukční koncové spínače	34
6	Konfigurace pohonu zvedání	34
6.1	Zdvižná převodovka ZIMM – Z série	35
6.1.1	Výpočet celkové únosnosti jednotlivých uzlů	35
6.1.2	Výpočet celkové únosnosti	35
6.1.3	Volba velikosti zdvižné převodovky	36
6.2	Asynchronní elektromotor Siemens	36
6.2.1	Výpočet potřebného krouticího momentu	36
6.2.2	Výpočet potřebných otáček	37
6.2.3	Volba asynchronního elektromotoru	37

6.3	Pojistná spojka SYNTEX.....	38
7	Konfigurace centrální aretace stolu	38
7.1	Konstrukční návrh centrální aretace	38
7.2	Výpočet posunutí svěrného spoje při sevření	39
7.2.1	Výpočet osově síly ve šroubu	39
7.2.2	Konstrukční parametry.....	40
7.2.3	Popis výpočtového modelu	41
7.2.4	Okrajové podmínky.....	42
7.2.5	Grafický výstup MKP	43
7.2.6	Zhodnocení výsledků MKP analýzy	44
7.3	Výpočet stoupání závitu.....	44
7.4	Určení zdvihu pro pohon centrální aretace	45
7.5	Výpočet svěrného spoje	46
7.6	Pevnostní výpočty uzlů centrální aretace	49
7.6.1	Pevnostní kontrola čepu na výsuvné tyči aktuátoru.....	49
7.6.2	Pevnostní kontrola čepového uchycení aktuátoru.....	52
7.6.3	Pevnostní kontrola velikosti svaru na ramenech.....	53
7.6.4	Kontrola podélné tyče na vzpěr	54
7.7	Kontrola kompletní centrální aretace metodou MKP analýzy	56
7.7.1	Konstrukční součásti	56
7.7.2	Popis výpočtového modelu	57
7.7.3	Okrajové podmínky.....	57
7.7.4	Grafický výstup MKP	58
8	Technická zpráva.....	60
8.1	Popis navrženého zdvižného stolu	60
8.2	Popis částí stolu.....	60
9	Závěr.....	62
	Seznam použité literatury	63

Seznam obrázků	66
Seznam použitých programů	68
Seznam příloh	68

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
a	Délka páky	mm
a_s	Velikost svaru	mm
a_v	Vzdálenost dle obr. 27	mm
b_v	Vzdálenost dle obr. 27	mm
D_r	Velký průměr koutového svaru	mm
d_r	Vnější průměr trubky	mm
d_t	Průměr tyče	mm
d_v	Průměr čepu	mm
d_1	Jmenovitý průměr závitu M24	mm
d_2	Střední průměr závitu M24	mm
d_3	Malý průměr závitu M24	mm
E	Modul pružnosti v tahu oceli	MPa
E_t	Modul průřezu v tahu	MPa
f	Součinitel smykového tření	—
F_{ns}	Nosnost stolu	N
F_o	Osová síla ve šroubu	N
F_c	Celková únosnost všech uzlů	N
F_1	Obvodová síla při utahování	N
F_2	Síla na páce	N
F_{pS}	Celková síla u pohonu	N
F_{kr}	Kritická síla	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
i	Převodový poměr převodovky	—
i_k	Poloměr kvadratického momentu průřezu	mm
I_{min}	Minimální kvadratický moment průřezu	mm^4
k_p	Tlaková bezpečnost	—
k_r	Bezpečnost svaru u ramene	—
k_t	Bezpečnost ve vzpěru	—
l_p	Posunutí při sevření svěrného spoje	mm
l_{red}	Redukovaná délka tyče	mm

L_v	Vzdálenost dle obr. 27	mm
M_G	Potřebný krouticí moment elektromotoru	$N \cdot m$
M_k	Krouticí moment	$N \cdot mm$
M_L	Zpětný moment během akcelerace	$N \cdot mm$
M_{max}	Maximální dovolený moment elektromotoru	$N \cdot m$
m_s	Hmotnost posuvné části stolu	kg
M_u	Moment tření na závitu	$N \cdot mm$
M_{vo}	Ohybový moment čepu	$N \cdot mm$
n_s	Počet svěrných spojů	—
$n_{šroub}$	Otáčky pohybového šroubu	$ot \cdot min^{-1}$
n_m	Otáčky elektromotoru	$ot \cdot min^{-1}$
P	Stoupání závitu M24	mm
P_A	Stoupání závitu	mm
$p_{Aš}$	Dovolený tlak šroubu	MPa
p_{Ap}	Dovolený tlak pro kluzné pouzdro	MPa
P_p	Rozteč závitu pohybového šroubu	mm
P_s	Skutečné stoupání závitu	mm
p_{v1}	Tlak na čep v táhle	MPa
p_{v2}	Tlak na čep ve vidlici	MPa
p_{vDOV}	Dovolený tlak na čep	MPa
Re_p	Mez kluzu v tahu materiálu kluzného pouzdra	MPa
R_{er}	Mez kluzu v tahu pro základní materiál	MPa
Re_{235}	Mez kluzu v tahu materiálu S235JR	MPa
Re_{355}	Mez kluzu v tahu materiálu S355JR	MPa
Rm_p	Mez pevnosti v tahu materiálu kluzného pouzdra	MPa
Rm_{235}	Mez pevnosti v tahu materiálu S235JR	MPa
Rm_{355}	Mez pevnosti v tahu materiálu S355JR	MPa
R_r	Vzdálenost ramene	mm
S	Průřez šroubu	mm^2
S_t	Plošný obsah průřezu tyče	mm^2
S_v	Průřez čepu	mm^2
S_y	Mez pružnosti v tahu šroubu pevnosti 8.8	MPa
U_p	Konstanta natočení	—

U_{pskut}	Skutečná konstanta natočení	—
v_p	Posuv pohybového šroubu	$mm \cdot s^{-1}$
W_k	Průřezový modul v krutu	MPa
W_{vo}	Modul průřezu čepu	mm^3
α	Vrcholový úhel závitu M24	°
γ	Úhel stoupání závitu	°
λ	Štíhlost prutu	—
λ_m	Mezní štíhlost	—
σ	Namáhání na tah	MPa
σ_{red}	Kombinované namáhání na tah a krut	MPa
σ_{rDOV}	Dovolené napětí v tahu	MPa
σ_{vRED}	Redukované napětí v čepu	MPa
σ_{vo}	Ohybové napětí v čepu	MPa
σ_{voDOV}	Dovolené ohybové napětí v čepu	MPa
τ_k	Namáhání na krut	MPa
τ_v	Smykové napětí v čepu	MPa
τ_r	Napětí v krutu	MPa
τ_{rDOV}	Dovolené napětí v krutu svaru	MPa
φ	Třecí úhel závitu	°
ω_c	Plný úhel natočení	°
ω_p	Potřebný úhel natočení	°
ω_{pskut}	Skutečný úhel natočení	°

1 Úvod

Zkoušky motorů patří v současnosti k neméně důležitému procesu při vývoji nových typů motorů a k výstupní kontrole vyrobených motorů. Z hlediska ekonomiky je hlavním cílem zajistit vysokou účinnost, životnost a snižovat celkové výdaje, které hrají významnou roli při současném stavu ekonomického rozvoje. Princip tohoto testování spočívá v tom, že dynamometr, který leží na zdvižném stole, je spojen pomocí hřídelové spojky s testovaným motorem. Motor pohání dynamometr, který svým brzdícím momentem zjišťuje parametry a případné chyby motoru.

Zdvižný stůl pro zkušební stanoviště je stůl, který svými parametry dokáže zvednout i několikatunové zařízení, v našem případě dynamometr. Daný stůl má tu vlastnost, že se dokáže pohybovat v rozmezí několik desítek centimetrů, aby dosáhl přesné osové vzdálenosti vůči testovaným motorům, které mají odlišnou osovou vzdálenost. Toto ustavování musí stůl zajistit s minimální tolerancí, abychom dosáhli přesných výsledků z měření. Tyto stoly jsou v zásadě sestaveny z několika hlavních částí. Tj. zdvižná část stolu, na kterém leží dynamometr, pevná část stolu, která je zakotvena k podlaze a z pohonu, který se stará o zdvih pohybové části stolu. Tyto části jsou velice robustní, z důvodu vysoké tuhosti a stability celé soustavy.

Hlavním cílem této bakalářské práce je projekčně-konstrukční návrh polohovacího stolu, na kterém je upevněn dynamometr. Řešil jsem hlavní problematiku, která se odvíjela od vysoké hmotnosti dynamometru, která dosahuje až 4 tun. Dále jsem řešil fakt, že stůl musí být velmi tuhý a stabilní, aby zkoušení bylo přesné s minimálními odchylkami. Dále jsem se zajímal o aretaci stolu, která zamezuje pohyb stolu při samotném testování motorů. Tady jsem navrhl centrální aretaci. V poslední řadě jsem se zajímal o způsob zdvihu k dosažení správné osové vzdálenosti vůči motoru.

2 Rešerše

V rešerši jsem se zaměřil na zdvižné stoly, které odpovídají mému zadání s cílem získat co nejvíce informací o těchto produktech.

2.1 Průzkum trhu zdvižných stolů

2.1.1 Nůžkový zvedací stůl HYMO Maxima BX30 – 8/8 [1]

Na obr. 1 je znázorněn nůžkový zvedací stůl značky HYMO. Jedná se o stůl, který je určen pro zvedání břemen do určité osové výšky ve výrobním průmyslu, ve skladech a distribučních centrech.



Obr. 1 Nůžkový zvedací stůl firmy HYMO [1]

Jedná se o stůl výrobce HYMO, který se uplatní ve výrobě, kde se manipuluje s obrobky, které dosahují velkých rozměrů a hmotnosti. Může se použít v kusové a malosériové výrobě. Dále se tento stůl uplatní pro manipulaci s balíky ve skladech. Není vhodný pro potravinářský průmysl, jelikož dle předpisů není možno použít stroj s hydraulickým pohonem u potravin.

Hlavní parametr tohoto stolu je jeho celková nosnost. Maximální nosnost stolu je dle specifikací 3000 kg. Další neméně důležitým parametrem je jeho zdvih. Ten činí

800mm. S tím souvisí i pracovní výška stolu. Ta se pohybuje od 230 mm do 1030 mm. Rozměry pohyblivé desky jsou dostatečné i pro břemena velkých rozměrů. Rozměr desky je 1350 x 800 mm. V neposlední řadě nás zajímá hmotnost stolu. Ta činí 365 kg. Zvedání stolu zabezpečuje hydraulický pohon.

Nůžkový stůl se skládá z několika hlavních částí. Tou je jeho pohyblivá deska, která je svařena z nosných profilů a její plášť je složen z plechových dílů. Další část je nůžkový mechanismus. Ten je vytvořen ze svařovaných plechů, které tvoří nosnou konstrukci. Na podstavě je umístěná spodní deska, která je svařena z plechů a může se upevnit pomocí šroubů k podstavě. Hydraulický agregát je zabudován přímo do konstrukce. Ten pohání 2 hydraulické válce, které jsou umístěny vedle sebe.

2.1.2 Zvedací stůl – ZS 2400 [2]

V níže zobrazeném obr. 2 je zvedací stůl výrobce TES Vsetín. Je používán především na zkušebních stanovištích.



Obr. 2 Zvedací stůl výrobce TES Vsetín [2]

Jedná se o stůl výrobce TES Vsetín, který se používá ve zkušebnách jako doplněk pro testování elektricky točivých strojů. Tam stůl zvedá zkoušený motor. Je dále vhodný pro použití v odvětvích, kde se klade důraz na pevnost a tuhost konstrukce.

Základní účel tohoto stolu je zvedat objemná břemena, takže jeho důležitý parametr je samotná nosnost stolu. Ta dle specifikací odpovídá maximální hodnotě 2400 kg. Další

významný parametr je jeho zdvih. Jeho zdvih je 400 mm. Pracovní výška se pohybuje od 600 mm až do 1000 mm. Nyní je pro nás důležitý činitel hmotnost kompletního stolu. Ta činí 1800 kg. Zvedání stolu je zabezpečeno elektrickým pohonem.

Stůl se skládá z robustní zdvižné desky, která je odlitá a následně horní část je opracována. Další část je pevná deska, která je umístěná na podlaze a případně uchycena šrouby. O přesné zvedání a zajištění polohy se starají ocelové tyče s pouzdry. Zvedání stolu obstarává zdvižná převodovka s napojením na elektromotor.

V příloze A naleznete patentovou dokumentaci tohoto stolu.

2.1.3 Pneumatický zvedací stůl AL – 040 – 24 [3]

Na obr. 3 je pneumatický zvedací stůl firmy ECOA. Je určen pro průmyslovou oblast s náročnými podmínkami.



Obr. 3 Pneumatický zvedací stůl AL - 040 - 24 [3]

Pneumatický stůl, který vyrábí firma HYMO, se může použít v širokém měřítku. Může se použít pro výrobní závod s kusovou i sériovou výrobou, z důvodu rychlého zdvihu. Dále se tento stůl může použít tam, kde se nekladou nároky na dlouhodobé setrvání v jedné poloze, z důvodu úniku vzduchu ze soustavy.

U tohoto stolu je maximální nosnost 1800 kg. Další parametr je jeho zdvih. Ten činí 610mm a jeho pracovní výška je v rozmezí 200mm až 810 mm. Rozměry pohyblivé desky jsou přívětivé i pro větší břemeno. Tj. 1200 x 1030 mm. Dále se u stolu uvádí celková hmotnost. Ta činí dle specifikací 508 kg. O zvedání stolu se stará pneumatický

měch.

Stůl má několik obdobných částí jako u zvedacího stolu firmy HYMO. [1] Horní pohyblivá deska se skládá ze svařovaných profilů a plechů. Další část je pevná deska, která je umístěná na podlaze a mají otvory pro případné uchycení k podlaze. Nůžkový mechanismus je sestaven z vypalovaných plechů. Zvedání stolu je zajištěno pneumatickým měchem, který je zvedán pomocí centrálního přívodu stlačeného vzduchu nebo popřípadě za pomoci nožní pumpy.

2.2 Průzkum trhu pohonu zvedání

V této části jsem se zajímal o typy pohonů zvedání se zjištěním nejlepší varianty pro můj konstrukční návrh.

2.2.1 Hydraulický pohon

Podstatou tohoto pohonu je změna mechanické energie motoru na tlakovou energii v kapalině. To způsobí pohon pístnice ve válci. [5]

Výhody [4]

- Hydraulika je vhodná pro práci s velkými silami.
- Můžeme udržet sílu i bez chodu hydraulického čerpadla.
- Hydraulické čerpadlo se může umístit do vzdálenějšího místa od zvedacího pohonu.

Nevýhody [4]

- Nevhodné pro použití v potravinářství, z důvodu možného úniku hydraulického oleje.
- Pro pohon válce je potřeba mnoho součástí. Například ventily, hydraulické čerpadlo, potrubí, rozváděče apod.

2.2.2 Pneumatický pohon

Podstatou tohoto pohonu je změna mechanické energie kompresoru na tlakovou energii plynu. To spočívá v tom, že přenáší pohyb a sílu pomocí plynů. Nejčastěji pomocí vzduchu.

Výhody [4]

- Jednoduchá konstrukce.
- Mohou být používány při velkém rozmezí teplot.
- Úniky plynu z obvodu nejsou nijak nebezpečné pro životní prostředí či pro obsluhu stroje.
- Minimální údržba.

Nevýhody [4]

- Z důvodu stlačitelnosti vzduchu jsou méně efektivní.
- Riziko poranění při prasknutí tlakové hadice z důvodu velkých tlaků.

2.2.3 Elektrický aktuátor

Podstatou tohoto pohonu je převod rotačního pohybu motoru na pohyb přímočarý.

Výhody [4]

- Umožňují přesnost řízení polohy.
- Umožňují řízení rychlosti pohybu, polohy i síly.
- Nehrozí žádné úniky pracovní tekutiny.

Nevýhody [4]

- Cenově náročné
- Menší rozsah teplot

2.3 Patentová ochrana

Při vyhledávání v zahraniční patentové dokumentaci jsem našel několik variant mého stolu. Tyto stoly jsem v zahraniční databázi hledal pod anglickým názvem „lifting table“. Při detailnějším hledání jsem našel patenty, které se vztahují pro Českou republiku. V přílohách A, B, C a D jsou umístěny nalezené patenty.

2.4 Zhodnocení rešerše

Při vyhledávání na internetových stránkách jsem objevil několik desítek variant zvedacích stolů. Z konstrukčních řešení stolu jsem našel dvě řešení. našel jsem nůžkový mechanismus a dále stůl s vodícími tyčemi. Konstrukční řešení nůžkového mechanismu je jednodušší a levnější, ale lze obtížně zachovat přesnou stabilitu z důvodu tolerancí v čepích. Druhé řešení je složitější a finančně dražší, ale lze umožnit aretaci všech vodících tyčí z důvodu lepší stability a posunu stolu.

Dále jsem hledal pohony k tomuto stolu. našel jsem pneumatické pohony, hydraulické pohony a elektrické aktuátory. Tyto pohony se liší především v druhu používaného média pro umožnění pohybu.

3 Požadavky na návrh

(Teorie čerpána z literatury [6].)

3.1 Upřesnění zadání

- Upínání stolu bude probíhat za pomoci centrální aretace.
- Použití chemických kotev pro upevnění stolu.
- Kladené nároky na stabilitu a tuhost zařízení.
- Stůl se bude pohybovat jednou za měsíc.
- Kusová výroba

3.2 Třídy vlastností zdvižného stolu

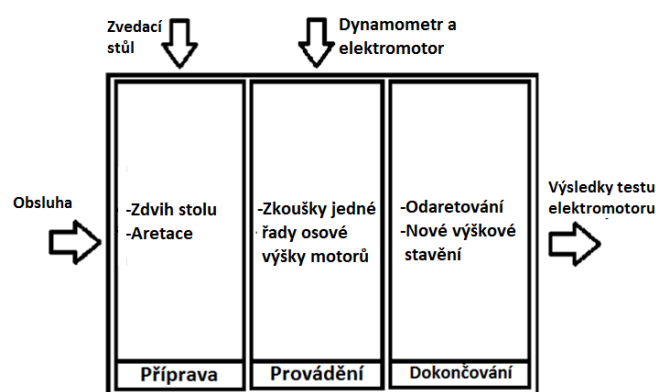
Tabulka 1 - Třídy vlastností zdvižného stolu

Č.	Třída vlastností stolu	Dílčí vlastnosti
1.	Funkce stolu	<ul style="list-style-type: none"> • Upevnění dynamometru na stůl. • Zvedání horní části stolu. • Aretace stolu.
2.	Funkční parametry	<ul style="list-style-type: none"> • Rychlost zdvihu činí 3 mm.s-1. • Max. nosnost stolu je 40 kN. • Lineární pohyb. • Stabilita celého zařízení.
3.	Provozní vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> • Životnost min. 10 let. • Důraz na spolehlivost. • Čištění pomocí vysokotlaké myčky – Zajištění pohonu proti vniknutí vody. • Ochrana proti korozi.
4.	Ergonomické a ekologické vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> • Snadná ovladatelnost. • Aretace stolu pro zlepšení bezpečnosti. • Použití vhodných ekologických nátěrů.
5.	Vzhledové vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> • Jednoduchý design. • Konstrukce s přihlédnutím ke snadnému čištění.
6.	Distribuční vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> • Doprava ve složeném stavu. • Jeřábové zvedání pomocí zvedacích ok.
7.	Vhodnost pro rychlé dodání	<ul style="list-style-type: none"> • Kusová výroba. • Skladování v uzavřeném skladu.
8.	Respektování zákonů, předpisů a norem	<ul style="list-style-type: none"> • Důraz kladen na bezpečnost a ochranu zdraví při práci • Návrh stroje je v souladu s příslušnými normami s platným zněním.
9.	Vhodnost pro výrobu	<ul style="list-style-type: none"> • Použití současných výrobních procesů. • Malý odpad při tvorbě základního rámu.
10.	Ekonomické vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> • Výrobní náklady jsou v poměru s kvalitou a s funkčností.
11.	Vhodnost pro likvidaci	<ul style="list-style-type: none"> • Ocelové části se snadno demontovatelnými různorodými materiály.

3.3 Schéma technického procesu

Toto schéma znázorňuje technický proces, který zajišťuje zvedací stůl. Obsluha stroje upevní zkoušený elektromotor na přilehlý rám. Odměří rozdíl mezi hřídeli elektromotoru a hřídeli dynamometru. Spustí pohon pro pohyb stolu a tuto výšku upraví tak, aby vyhovovala požadované toleranci spojky, kterou následně namontuje mezi motor a dynamometr. Dále provede aretaci zdvihu a provede vlastní zkoušku elektromotoru. Výškové stavění stolu obsluha provádí až při přechodu na jinou výškovou osovou řadu elektromotoru.

Celý tento proces trvá jeden měsíc.



Obr. 4 Schéma technického procesu

4 Hodnocení konceptů

(Teorie čerpána z literatury [6].)

4.1 Kritéria hodnocení konceptů

- Jednoduchost
- Stabilita
- Aretace
- Tuhost
- Přesný zdvih

U každé orgánové struktury bude hodnoceno splnění kritérií body 1 až 5. Bude vybráno řešení s nejlepším průměrem.

4.2 Návrh konceptu pomocí Morfologické matice

V této tabulce jsem řešil návrh variant pro hodnocení konceptu.

Tabulka 2 - Morfologická matice

Díleč f -ce	Funkční principy/Orgány – nositele funkcí				
	1	2	3	4	5
1. Upevnění dynamometru	1 T-drážky	Elektricko-Magnetický	Šrouby s oválnými dírami		
2. Zvedání	Hydraulický pohon	Pneumatický pohon	Elektrický aktuátor		
3. Aretace stolu	Svěrný spoj	Centrální svěrný spoj	Čepy	Motorová brzda	

4.3 Výběr konceptu pomocí tabulky

Návrh jsem hodnotil pomocí kritérií konceptů.

Tabulka 3 - Hodnocení kritérií konceptů

Varianta	Kritéria					Průměr	Pořadí
	Jednoduchost	Stabilita	Aretace	Tuhost	Zdvih		
1	2	3	3	2	1	2,2	2
2	1	2	3	3	3	2,4	3
3	4	2	1	2	1	2	1

Ze tří variant vybírám č. 3. Tato varianta nejlépe splnila dané kritéria.

5 Zvolení vhodné varianty konstrukčních uzlů

V této kapitole jsem navrhoval varianty konstrukčních uzlů s následným vyhodnocením a zvolením nejlepší varianty

5.1 Upínací deska

Na této desce je uchycen dynamometr pomocí T-drážek.

5.1.1 Odlitek

Výhody

- Vyšší produktivita
- Nízká hmotnost
- Vhodné pro složité tvary
- Malý odpad materiálu

Nevýhody

- Finančně nákladná forma
- Nevhodné pro kusovou výrobu
- Riziko vzniku vady odlitku
- Nutnost odlitek tepelně zpracovávat pro zlepšení obrobitelnosti a ke snížení vnitřního pnutí

5.1.2 Svařenec

Výhody

- Svarový spoj má podobnou vlastnost jako základní materiál
- Úspora hmotnosti desky
- Úspora materiálu

Nevýhody

- Vnitřní pnutí a deformace v důsledku nestejněměrného chladnutí
- Nutné žíhání ke snížení vnitřního pnutí

5.1.3 Obráběný plech

Výhody

- Vysoká tuhost
- Jednoduchá konstrukce
- Žádné tepelné pnutí a deformace
- Vhodné pro kusovou výrobu

Nevýhody

- Vysoká hmotnost
- Velký odpad materiálu

Odlitek je pro moje řešení zcela nevhodné z důvodu použití kusové výroby. U svařování dosáhneme úsporu hmotnosti, ale je zapotřebí vyšší pracnost z důvodu tepelné deformace a

samotného svařování.

Úspora hmotnosti není pro mě rozhodující z důvodu vysoké nosnosti aktuátoru, který zvedá dynamometr o hmotnosti 2,8t. Proto i díky úspoře hmotnosti svařence nemůžeme použít menší aktuátor. Volím proto obráběný plech.

5.2 Vodící tyče

Tyto tyče slouží k vedení stolu při zvedání a zajištění určené polohy.

5.2.1 Ocelová tyč

Výhody

- Vysoká tuhost
- Odolnost proti změně tvaru při užití svěrného spojení.

Nevýhody

- Vysoká hmotnost

5.2.2 Ocelová trubka

Výhody

- Nízká hmotnost
- Úspora materiálu

Nevýhody

- Malá odolnost proti změně tvaru při užití svěrného spojení
- Malá tuhost

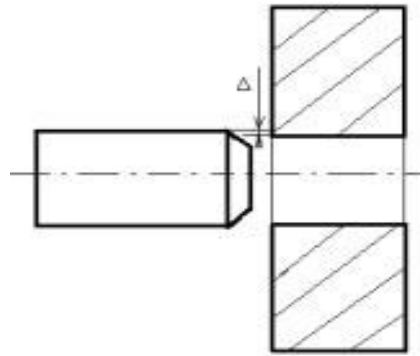
U měření pomocí dynamometru je zapotřebí maximální tuhost celého stolu, takže pro naše řešení bude výhodnější použít ocelové tyče.

5.3 Uchycení vodících tyčí k upínací desce

Řešil jsem tyto varianty, abychom docílil vysokou pevnost a snadnou montáž.

5.3.1 Nalisování tyče do upínací desky

Tato varianta spočívá v tom, že obrobíme díru s přesahem do desky a následně nalisujeme vodící tyč.



Obr. 5 Tlakový spoj [7]

Výhody

- Jednoduché provedení
- Zajištění kolmosti

Nevýhody

- Vyšší teploty mohou porušit spoj
- Nelze seřídit osovou vzdálenost tyče s vodící trubkou

5.3.2 Šroubové spojení

Toto provedení spočívá v tom, že nalisujeme patku do vodící tyče a vyvrtáme závitové díry do upínací desky. Následně zašroubujeme spoj pomocí šroubů.

Výhody

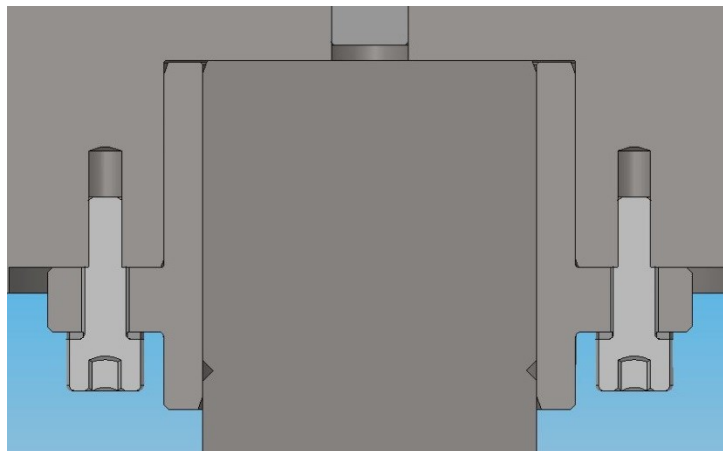
- Nezeslabujeme upínací desku
- Snadná výměna dílů
- Možnost seřízení osové vzdálenosti tyče s vodící trubkou

Nevýhody

- Velké síly ve šroubech z důvodu ohybového momentu

5.3.3 Šroubové spojení se zapuštěnou patkou

Toto provedení je kombinací šroubového spoje s volným uložením patky do upínací desky. V upínací desce je pomocí tlakového spoje nalisována vodící tyč.



Obr. 6 Šroubové spojení se zapuštěnou patkou

Výhody

- Snadná výměna dílů
- Možnost seřízení osové vzdálenosti tyče s vodící trubkou
- Malé síly ve šroubech

Nevýhody

- Náročný na výrobu
- Zeslabuje upínací desku

5.3.4 Svarové spojení

Toto provedení vytvoří nerozebíratelný spoj mezi upínací deskou a vodící tyčí.

Výhody

- Vysoká tuhost
- Jednoduché provedení
- Nerozebíratelný spoj
- Vznik vnitřního pnutí
- Absence seřízení vůči vodící trubce

Pro moji realizaci se nejvíce hodí varianta šroubového spojení se zapuštěnou patkou, jelikož umožňují případnou výměnu vodících tyčí a ohybový moment se rozprostře nejen do šroubů, ale hlavně do upínací desky. Dále je tato varianta vhodná pro přesné ustavení osové vzdálenosti mezi vodící tyčí a vodící trubicí.

5.4 Kluzná část vodící trubky

(Teorie čerpána z [8].)

Tato část bude umístěna ve svěrném spoji. Musíme brát proto ohled na to, že kluzná část se musí dokázat sevřít.

5.4.1 Kluzné pouzdro z masivního bronzu

Tyto pouzdra odolávají vnějším nečistotám, odolávají vibracím i rázového zatížení. Vhodné jsou i pro hrubě opracované povrchy na hřídeli.



Obr. 7 Kluzné pouzdra z masivního bronzu [8]

5.4.2 Kluzné pouzdro ze slinutého karbidu

Tyto pouzdra se nepotřebují pro běžné použití mazat a nevyžadují jinou údržbu. Tvoří je totiž póry, které jsou napuštěny mazivem. Jeho výhody jsou především bezúdržbový chod a velmi nízké tření.



Obr. 8 Kluzné pouzdra ze slinutého karbidu [8]

5.4.3 Kluzná pouzdra z kompozitu POM

Pouzdra jsou vytvořené pro nenáročnou údržbu. Tzn., Musí se pravidelně mazat. Mají velmi nízký součinitel tření a velkou únosnost.



Obr. 9 Kluzné pouzdra z kompozitu POM [8]

Dále ještě máme několik druhů kluzných ložisek, ale pro můj návrh jsou zcela nevýhodné.

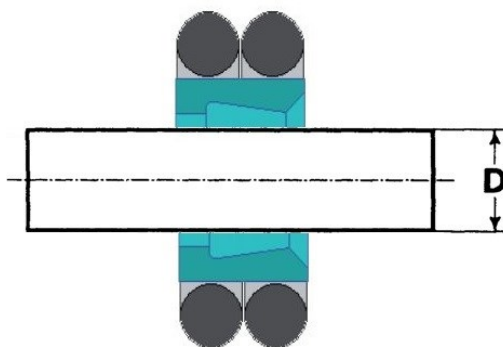
Pro moji variantu vybírám kluzné pouzdro z masivního bronzu, které bude podélně rozříznuto, aby plnilo také funkci svěrného spoje. Tuto variantu vybírám kvůli nízké ceně a především kvůli zvýšené odolnosti vůči otlacení vibracím a rázům. Pohyb bude pomalý, takže není zapotřebí mazání.

5.5 Těsnění vodící trubky

(Teorie čerpána z [9] a [10].)

5.5.1 Stírací kroužek DA 117

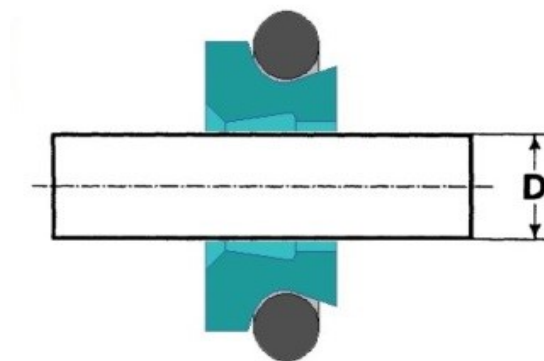
Tento kroužek zajišťuje nízké tření, chemickou a tepelnou odolnost. Dále se dokáže, roztáhnou a sevřít díky gumovým kroužkům, takže je vhodný pro náš svěrný spoj.



Obr. 10 Stírací kroužek DA 117 [9]

5.5.1 Stírací kroužek DA 118

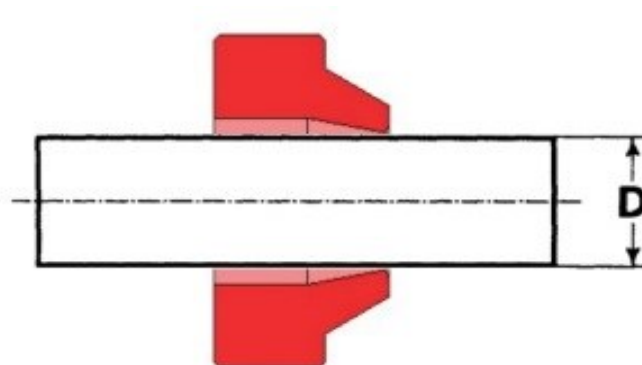
Kroužek disponuje nízkým třením. Dále lze kroužek použít pro náročné provozní podmínky. Tvar stíracího břitu zabraňuje vnikání nečistot do ložisek. Na kroužku je značné omezení pro sevření svěrného spoje z důvodu tvaru plastové objímky.



Obr. 11 Stírací kroužek DA 118 [9]

5.5.2 Stírací kroužek DA 102

Stírací kroužek, který ložisko chrání proti nečistotám a vlhkosti. Je zde značné omezení v sevření svěrného spoje z důvodu tvaru stíracího kroužku.



Obr. 12 Stírací kroužek DA 102 [9]

5.5.3 Krycí měch kruhový

Krycí měch je vhodný pro široké uplatnění, jako je například ochrana vodících tyčí vůči nečistotám a vlhkosti. Tkanina měchu je potažená vrstvou ochranného materiálu. Dále lze měchy vyztužit pomocí PVC rámečků.



Obr. 13 Krycí měch kruhový [10]

Pro moje řešení vybírám variantu stíracího kroužku DA 117. Tato varianta je zcela vhodná pro moje řešení, protože se dokáže ve velkém rozsahu roztáhnout a sevřít. Dále toto řešení zajišťuje těsnění i při maximálním roztáhnutí svěrného spoje.

5.6 Koncové spínače

(Teorie čerpána z [11].)

Koncové spínače umožňují nastavit zvolenou míru, v jakém rozsahu se může stůl zvedat. Pokud by stůl překročil tento rozsah, koncový spínač zastaví chod pohonu a předejde poruše či zranění osob.

Koncové spínače se vyrábějí ve více provedeních.



Obr. 14 Elektromechanické koncové spínače [11]

5.6.1 Elektromechanické koncové spínače

Tyto snímače mají elektrickou a mechanickou část. Mechanická část se skládá z dorazu, který při zmáčknutí přeruší obvod a tím vyřadí pohon z provozu.

5.6.2 Indukční koncové spínače

Indukční spínače mají hlavní výhodu v tom, že jsou bezkontaktní, čili nepodléhají opotřebení a mohou být použity i v extrémních podmínkách.

Pro můj návrh stolu je méně ekonomicky náročné použití elektromechanický koncový spínač. Jelikož koncový spínač bude upevněn pod stůl, nebude muset odolávat větším nečistotám.

6 Konfigurace pohonu zvedání

V této části se zabývám zvolením pohonu zvedání. Tj. elektromotoru, zdvižné převodovky a pojistné spojky.

6.1 Zdvížná převodovka ZIMM – Z série

6.1.1 Výpočet celkové únosnosti jednotlivých uzlů

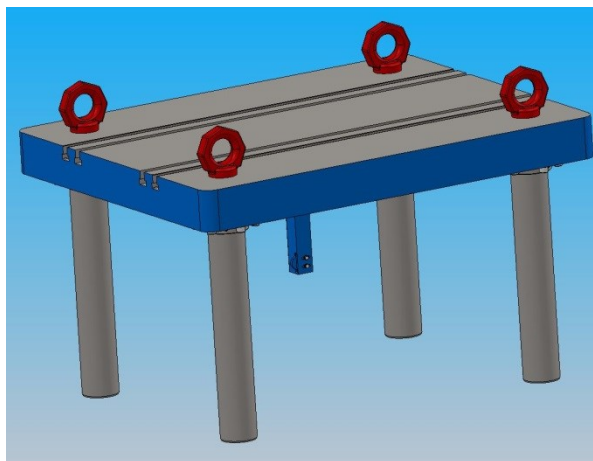
Pro zjištění celkové nosnosti převodovky je zapotřebí spočítat hmotnost posuvné části stolu. Dále je zapotřebí vypočítat tření mezi těsněním a vodící tyčí.

Tření vodících tyčí s kluznými pouzdry zanedbávám z důvodu minimální třecí síly.

a) Posuvná část stolu

Hmotnost posuvné části stolu jsem určil dle softwaru Solidworks 2017 [31].

Posuvná část stolu váží 2738,4 kg.



Obr. 15 Posuvná část stolu

b) Nosnost stolu

Stůl dle zadání zvedá zatížení 40 kN.

c) Tření mezi těsněním a vodící tyčí

Řešil jsem tuto problematiku dle teorie o lineárních hydromotorech. Řešením je, že třecí síla s bezpečností dle experimentů odpovídá hodnotě 10% zatížení stolu. [12]

6.1.2 Výpočet celkové únosnosti

Nyní si spočítáme celkovou únosnost všech zmiňovaných uzlů. Hodnota 1,1 znázorňuje tření mezi těsněním a vodících tyčí.

Postup výpočtu:

$$F_c = 1,1 \cdot (m_s \cdot g + Fns) = 1,1 \cdot (2738,4 \cdot 9,81 + 40000) = 73550,1 \text{ N} \quad (1)$$

Kde:

$m_s [kg]$ – Hmotnost posuvné části stolu

$g [m \cdot s^{-2}]$ – Gravitační zrychlení

$Fns [N]$ – Nosnost stolu

6.1.3 Volba velikosti zdvižné převodovky

Dle konfigurace v katalogu ZIMM (Příloha F) volím zdvižnou převodovku ZIMM Z-150-S. Volím tuto převodovku z toho důvodu, jelikož u typu Z-100-S nevyjde podmínka momentu $M_G < M_{\max}$. Viz kapitola 6.2.

6.2 Asynchronní elektromotor Siemens**6.2.1 Výpočet potřebného krouticího momentu**

Dle katalogu ZIMM [13] si vypočtu potřebný krouticí moment.

Postup výpočtu:

$$M_G = F_c \cdot 0,25 + M_L = 73550,1 \cdot 0,25 + 1,2 = 18388,7 \text{ N} \cdot \text{mm} = 18,39 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2)$$

Kde:

$F_c [N]$ – Celková únosnost

$M_L [N \cdot \text{mm}]$ – Zpětný moment během akceleraace

Konstanta 0,25 zahrnuje celkovou účinnost s 30% bezpečností.

Zpětný moment 1,2 se určuje dle rychlosti posuvu (malá rychlost).

6.2.2 Výpočet potřebných otáček

Nyní si dle zadání potřebuji spočítat potřebné otáčky motoru, abych dosáhl posuvu $3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

Postup výpočtu:

a) Výpočet otáček pohybového šroubu

Rozteč závitu $P_p = 9 \text{ mm}$

Posuv šroubu $v_p = 3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_p = \frac{P_p \cdot n_{\text{šroub}}}{60} \quad (3)$$

$$n_{\text{šroub}} = \frac{v_p \cdot 60}{P_p} = \frac{3 \cdot 60}{9} = 20 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

$n_{\text{šroub}} [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ – Otáčky pohybového šroubu.

b) Výpočet otáček elektromotoru

Převodový poměr převodovky $i = 36$

$$n_m = n_{\text{šroub}} \cdot i = 20 \cdot 36 = 720 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4)$$

Kde:

$n_m [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ – Otáčky elektromotoru.

6.2.3 Volba asynchronního elektromotoru

Dle předchozích výpočtů jsem se rozhodl pro asynchronní elektromotor značky Siemens typu: 11LE1001-1CD02-2NA6-Z_F01+F11. V příloze E je přiložen katalogový list elektromotoru. Tento elektromotor dokáže vyvinout krouticí moment $29 \text{ N} \cdot \text{m}$. Dovolенý krouticí moment pro převodovku je $20,7 \text{ N} \cdot \text{m}$. Dle katalogu ZIMM [13] lze tento motor použít na moje řešení z důvodu minimálního počtu cyklů.

6.3 Pojistná spojka SYNTEX

Pojistnou spojku volím kvůli případnému přetížení motoru. Dále kvůli bezpečnosti v případě neuvolnění svěrného spoje při pohybu pohonu.

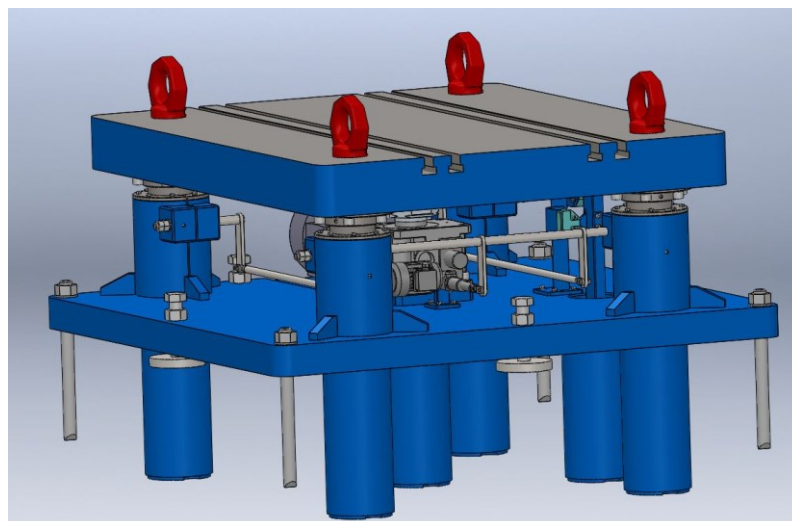
Podle katalogu KTR [14] vybírám pojistnou spojku SYNTEX 25/DK2/1.0-25/ROTEX GS 28/98Sha-GS/1.0-38/60Nm.

7 Konfigurace centrální aretace stolu

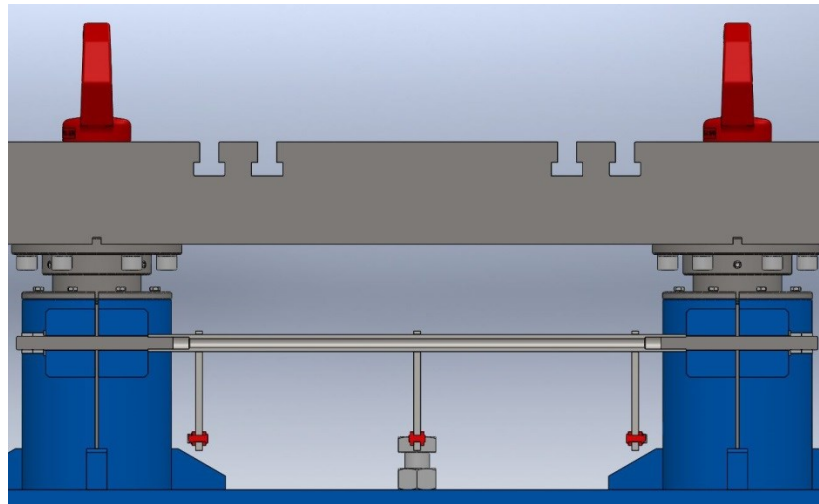
V této části jsem řešil problematiku, která se týkala centrální aretace stolu. U této aretace klademe důraz na jednoduchou konstrukci. Dále je kladen důraz na jednoduché a bezpečné ovládání tohoto uzlu.

7.1 Konstrukční návrh centrální aretace

Aretace se skládá z podélných tyčí, které jsou uchycené pomocí vidlicového kloubu GN 751-10-20-M10L-KL. [15] Tento kloub je uchycen k tyči pomocí závitu, takže se v určitém rozmezí může seřizovat osová vzdálenost mezi pákami. Spoj je utahován pomocí závitové tyče, která se zašroubovává do páky a do podélné trubky, a tím pádem se spoj utahuje. Viz. Obr. 16. Zajištění závitové tyče proti otočení nám napomáhají dvě kontramatice a stavěcí šroub s vnitřním šestihranem, který vniká do závitové tyče. Dále aretaci pohání elektrický aktuátor s AC motorem od firmy Mecvel. [16]



Obr. 16 Centrální aretace



Obr. 17 Řez podélnou trubkou

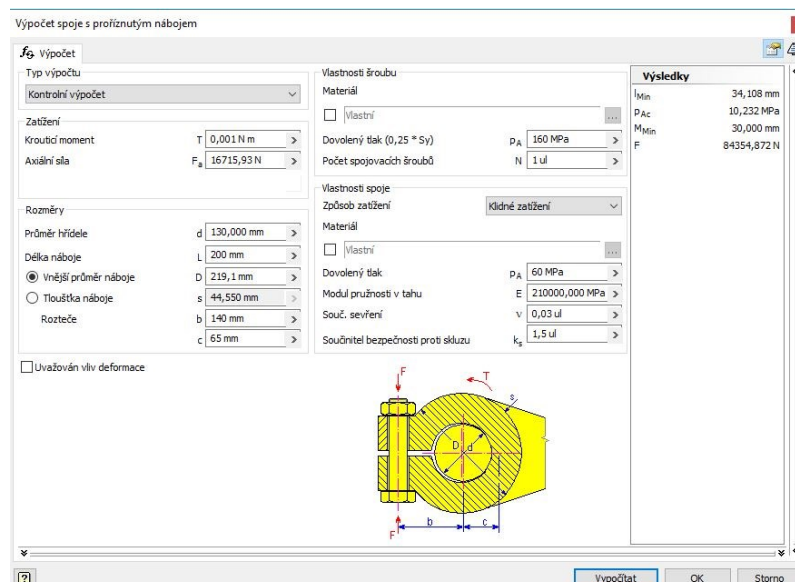
7.2 Výpočet posunutí svěrného spoje při sevření

Toto posunutí je vypočítáno pomocí metody MKP analýzy v softwaru Inventor Professional 2017. [32]

7.2.1 Výpočet osově síly ve šroubu

Nejprve je zapotřebí spočítat si osovou sílu ve šroubu.

Pro výpočet jsem použil software Autodesk Inventor Professional 2017. [32]



Obr. 18 Výpočet spoje s proříznutým nábojem [32]

Dovolený tlak šroubu jsem vypočítal dle vzorce na Obr. 18. Pro šroub pevnosti 8.8 platí, že modul pružnosti v tahu se rovná 640 MPa. [17]

$$p_{A\delta} = 0,25 \cdot S_y = 0,25 \cdot 640 = 160 \text{ MPa} \quad (5)$$

Kde:

S_y [MPa] – Mez pružnosti v tahu pro šroub pevnosti 8.8.

Dovolený tlak, který odpovídá vlastnosti spoje, jsem zvolil pro kluzné pouzdro. Pro kluzné pouzdro odpovídá mezi pružnosti v tahu hodnotě 120 MPa. [18] Dále jsem zvolil tlakovou bezpečnost $k_p = 2$.

$$p_{Ap} = \frac{Re_p}{k_p} = \frac{120}{2} = 60 \text{ MPa} \quad (6)$$

Kde:

Re_p [MPa] – Mez pružnosti v tahu pro kluzné pouzdro.

Modul pružnosti v tahu oceli se rovná hodnotě $E = 2\,100\,000$ MPa. Součinitel sevření jsem zvolil 0,03. [19]

Osová síla ve šroubu dle softwaru odpovídá hodnotě $F_o = 84\,354,87$ N.

7.2.2 Konstrukční parametry

Konstrukční součásti

Podstava a podpěry jsou vyrobeny z materiálu S235JR.

Mez kluzu v tahu: $Re_{235} = 215$ MPa [20]

Mez pevnosti v tahu: $Rm_{235} = 400$ MPa [20]

Svěrná trubka s vyložení pro šroub je vyrobena z materiálu S355JR.

Mez kluzu v tahu: $Re_{355} = 335$ MPa [21]

Mez pevnosti v tahu: $Rm_{355} = 550$ MPa [21]

Kluzné pouzdro SKF PBM 130150200 M1G1

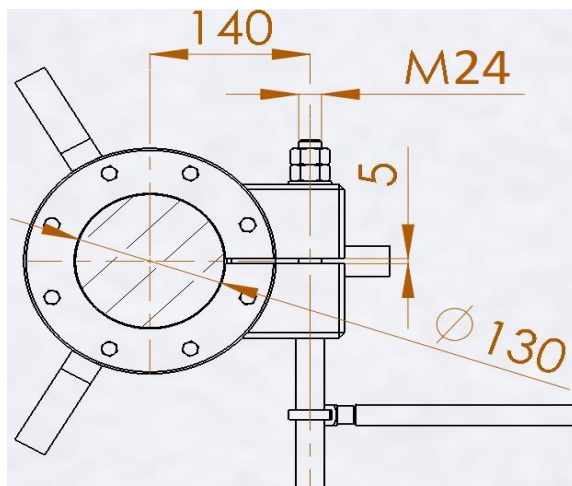
Kluzné pouzdro, které je obsaženo ve svěrném spoji, je vyrobeno z materiálu CuSn7Zn4Pb7b. [22]

Mez kluzu v tahu: $R_{ep} = 120 \text{ MPa}$ [18]

Mez pevnosti v tahu: $R_{mp} = 260 \text{ MPa}$ [18]

Rozměry svěrného spoje

Rozměry svěrného spoje jsou znázorněny na obr. 19.

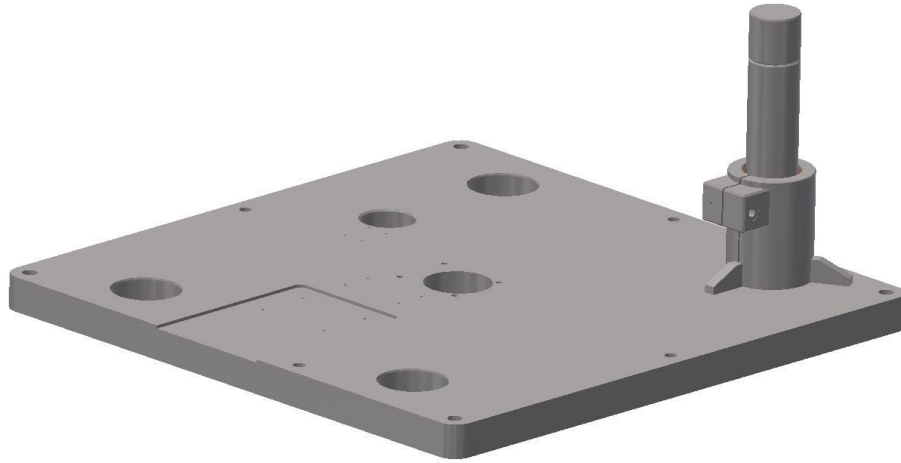


Obr. 19 Rozměry svěrného spoje

7.2.3 Popis výpočtového modelu

V této části jsem řešil vzdálenost posunutí při utažení svěrného spoje metodou MKP analýzy. V první řadě jsem upravil celkový model, za účelem zjednodušit analýzu. Odstranil jsem tedy součásti, které svým významem neovlivní výpočet. Viz obr. 20. Použil jsem potřebné vazby a dotyky. V neposlední řadě jsem vložil síly, které odpovídají osovým silám ve šroubovém spojení. Tyto síly jsem vložil navzájem proti sobě.

Nakonec jsem toto řešení simuloval a zjišťoval jsem vzdálenost sevření při utažení šroubu na patřičnou sílu. Model byl vypracován v softwaru Solidworks 2017 [31] a následně jsem model exportoval do softwaru Autodesk Inventor 2017 [32], kde jsem prováděl MKP analýzu.



Obr. 20 Zjednodušený model svěrného spoje

7.2.4 Okrajové podmínky

Nejprve je zapotřebí určit správné vazby, dotyky a umístění sil. Tyto podmínky jsou velmi důležité pro správný výsledek celé soustavy. U svařovaných součástí jsem zvolil dotyk vázaný, který odpovídá tomuto spojení. Dále jsem uvažoval o dotyku mezi pohybovou tyčí a svěrným spojením. U tohoto uzlu jsem se rozhodl, že použiji dotyk posouvání bez oddělení, jelikož při utahování se může kluzné pouzdro posouvat po tyči, ale od sebe se neoddělí.

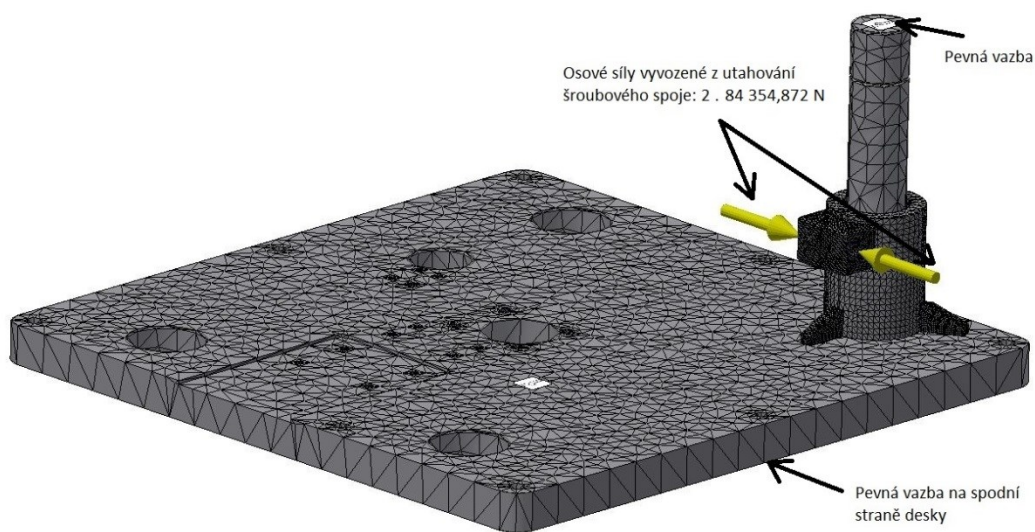
Dále jsem řešil typ vazeb. Zvolil jsem pevnou vazbu u pevné desky, která je pevně uchycená k betonové podstavě. Pevnou vazbu jsem použil i u posuvné tyči, která zamezuje posunutí především v osovém směru.

V poslední řadě jsem se zajímal o umístění sil vyvozené ze šroubového spojení. Tyto síly jsem vložil do místa, kde je umístěno šroubové spojení. Gravitační zatížení jsem do modelu nepoužil, jelikož neovlivní daný výsledek analýzy.

Materiál součástí zvolený ve výpočtovém modelu odpovídá S235JR, S355JR a kluzné pouzdro je vyrobené z masivního bronzu, které má označení CuSn7Zn4Pb7b.

7.2.5 Grafický výstup MKP

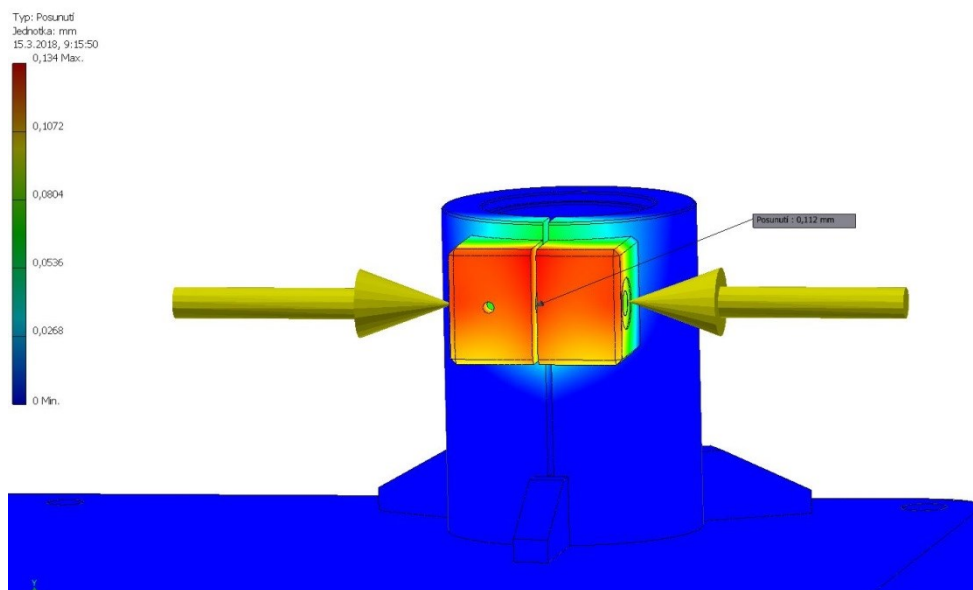
Sít' modelu s popisem vazeb, sil a dotyků



Obr. 21 Sít' modelu s popisem

Výpočet velikosti sevření při utažení

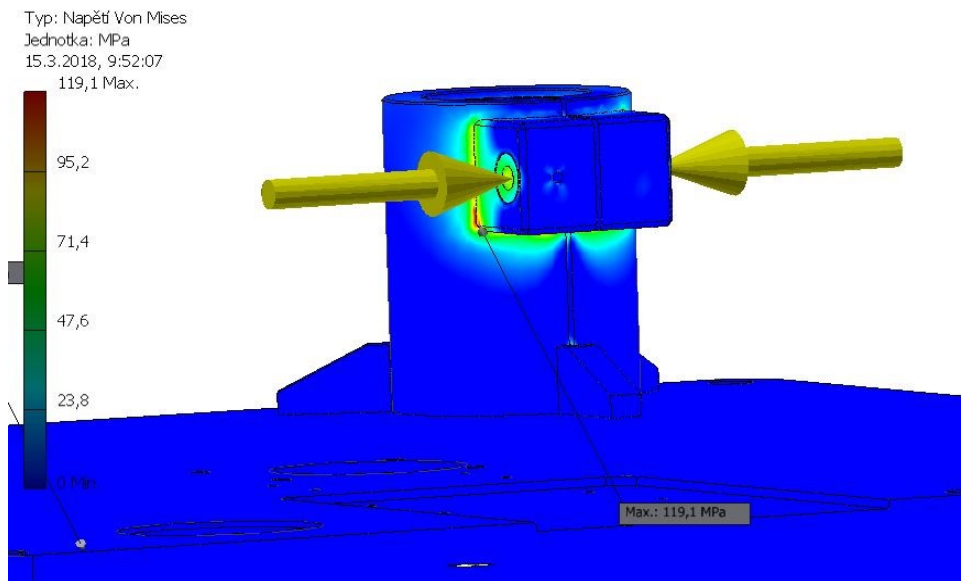
Maximální velikost sevření v ose šroubu jsem určil pomocí sondy. Maximální velikost sevření u jednoho uchycení šroubového spoje vychází 0,112 mm. Tuto hodnotu je zapotřebí vynásobit dvěma, z důvodu posouvání obou uchycení šroubového spoje naproti sobě. Po výpočtu nám vychází celkové sevření 0,224 mm.



Obr. 22 Velikost sevření při utažení

Maximální napětí Von Mises

Maximální napětí leží mezi uchycení šroubového spojení a vodící trubky. Toto napětí odpovídá hodnotě 119,1 MPa.



Obr. 23 Maximální napětí Von Mises

7.2.6 Zhodnocení výsledků MKP analýzy

S MKP analýzou jsem zjistil nejkritičtější místo mezi uchycení šroubového spojení a vodící trubkou. Jedná se o napětí tahové, které dosahuje hodnoty 119,1 MPa. Součásti jsou vyrobeny z materiálu S355JR. Tento materiál má mez kluzu 335 MPa, takže celý výpočet z hlediska Hookova zákona je v pořádku. Dále součinitel bezpečnosti u tohoto místa je 2,8. Z hlediska pevnosti je tato hodnota vyhovující a celý spoj je v pořádku.

Dále maximální posunutí u svěrného spoje je 0,224 mm. Toto posunutí je velmi malé a musíme v další části navrhnout šroubové spojení, které bude vhodné.

7.3 Výpočet stoupání závitu

Nyní si spočítáme potřebné stoupání závitu u svěrného spoje, abychom docílili úhel natočení páky 40°.

Nejprve si spočítáme konstantu natočení.

$$U_p = \frac{\omega_c}{\omega_p} = \frac{360^\circ}{40^\circ} = 9 \quad (7)$$

$$P_A = U_p \cdot l_p = 9 \cdot 0,224 = 2,016 \text{ mm} \quad (8)$$

Kde:

ω_c [°] – *Plný úhel natočení.*

ω_p [°] – *Potřebný úhel natočení.*

P_A [mm] – *Stoupání závitu.*

l_p [mm] – *Posunutí při sevření svěrného spoje.*

Teoretické stoupání závitu dle výpočtu vyšlo 2,016 mm. Podle tabulek [23] pro závit M24 použijeme stoupání $P_s = 2 \text{ mm}$.

Nyní si spočítáme skutečné natočení pro stoupání závitu $P_s = 2 \text{ mm}$.

$$P_s = U_{pskut} \cdot l_p = \frac{\omega_c}{\omega_{pskut}} \cdot l_p \Rightarrow \quad (9)$$

$$\omega_{pskut} = \frac{\omega_c}{P_s} \cdot l_p = \frac{360^\circ}{2} \cdot 0,224 = 40,3^\circ \cong 40^\circ$$

Kde:

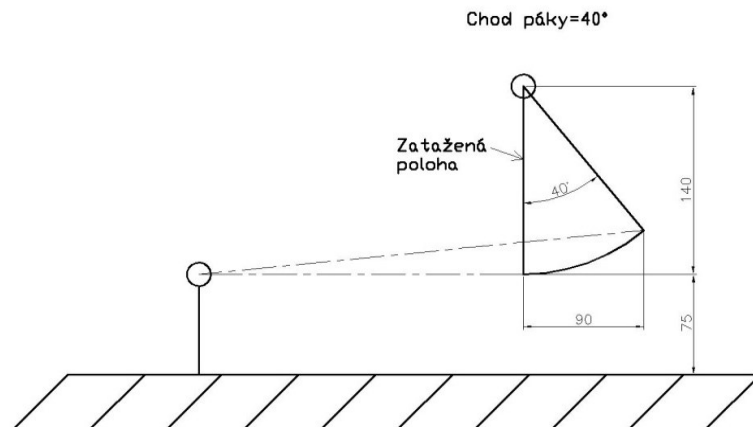
ω_{pskut} [°] – *Skutečný úhel natočení.*

U_{pskut} [–] – *Skutečná konstanta natočení.*

Pro stoupání $P_s = 2 \text{ mm}$ nám úhel natočení vyšel 40° .

7.4 Určení zdvihu pro pohon centrální aretace

Nyní si určíme potřebný zdvih pro pohon centrálního svěrného spoje. V softwaru Autocad 2012 [33] jsem vytvořil schéma pohybu páky. Viz obr. 24.



Obr. 24 Schéma pohyby páky

Dle obr. 24 jsem zjistil potřebný zdvih 90 mm. Z důvodu bezpečnosti, výrobní nepřesnosti a případnému opotřebení kluzného pouzdra volím zdvih 120 mm.

7.5 Výpočet svěrného spoje

Postup výpočtu:

Výpočet obvodové síly šroubu [24]

Parametry závitu šroubu M24: [23]

Jmenovitý průměr závitu	$d_1 = 24 \text{ mm}$
Rozteč	$P = 2 \text{ mm}$
Střední průměr závitu	$d_2 = 22,701 \text{ mm}$
Malý průměr závitu	$d_3 = 21,546 \text{ mm}$
Vrcholový úhel závitu	$\alpha = 60^\circ$

Obvodová síla při utahování.

$$F_1 = F_o \cdot \tan(\gamma + \varphi) \quad (10)$$

Kde:

$\gamma [^\circ]$ – Úhel stoupání závitu.

$\varphi [^\circ]$ – Třecí úhel.

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (11)$$

Z toho získáme výsledný úhel stoupání závitu.

$$\gamma = \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctan \frac{2}{\pi \cdot 22,701} = 1,606^\circ$$

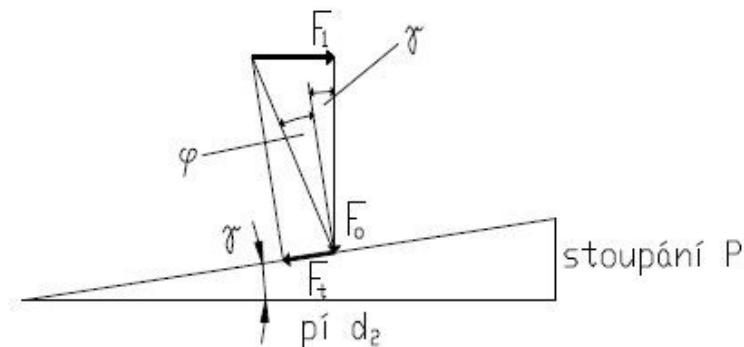
$$\tan \varphi = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (12)$$

Z toho získáme výsledný třecí úhel. Součinitel smykového tření předpokládáme $f = 0,12$.

$$\varphi = \arctan \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctan \frac{0,12}{\pi \cdot \frac{60}{2}} = 0,073^\circ$$

Nyní si vypočítáme obvodovou sílu při utahování.

$$F_1 = F_o \cdot \tan(\gamma + \varphi) = 84354,87 \cdot \tan(1,606 + 0,073) = 2472,65 \text{ N}$$



Obr. 25 Síly a úhly závitu [24]

Výpočet utahovacího momentu [24]

Při utahování je zapotřebí překonat moment tření na závitu.

$$M_u = F_1 \cdot \frac{d_2}{2} = 2472,65 \cdot \frac{22,701}{2} = 28065,81 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (13)$$

Výpočet síly na páce [24]

Délka páky je $a = 140 \text{ mm}$.

$$M_u = F_2 \cdot a \quad (14)$$

$$F_2 = \frac{M_u}{a} = \frac{28065,81}{140} = 200,47 \text{ N}$$

Výpočet síly u pohonu

Vypočítáme si celkovou sílu, která je zapotřebí pro dotažení všech svěrných spojů. Počet svěrných spojů $n_s = 4$ ks.

$$F_{PS} = n_s \cdot F_2 = 4 \cdot 200,47 = 801,88 \text{ N} \quad (15)$$

V typové konfiguraci aktuátoru [16] jsem našel vyšší řadu s maximální silou 1000 N. Vybírám AC aktuátor ALI2 CA/0120/M05/CA-230/400/50-T-4-0.06/M0/1/IP65/L/P2/A3. [16]

Pevnostní výpočet šroubu [23]

Šrouby jsou především namáhané na tah a krut s výjimkou šroubů lícovaných.

Nyní si vypočteme šroub na tah.

$$\sigma = \frac{F_o}{S} \quad (16)$$

Kde:

σ [MPa] — namáhání na tah.

S [mm²] — Průřez šroubu.

Zde vypočteme průřez šroubu.

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{22,701 + 21,546}{2} \right)^2 = 384,41 \text{ mm}^2 \quad (17)$$

$$\sigma = \frac{84354,87}{384,41} = 219,44 \text{ MPa}$$

Namáhání na krut účinkem utahování.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_u}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{28065,81}{\frac{\pi}{16} \cdot 21,546^3} = 14,29 \text{ MPa} \quad (18)$$

Kde:

τ_k [MPa] — Namáhání na krut.

M_k [N · mm] — Kroutící moment.

W_k [MPa] — Průřezový modul v krutu.

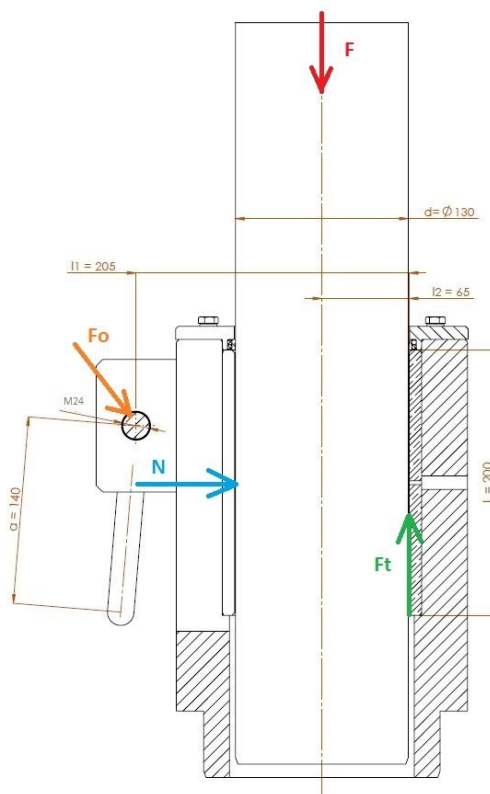
V poslední řadě si vypočteme kombinované namáhání na tah a krut.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} \leq \sigma_d$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{219,44^2 + 3 \cdot 14,29^2} \leq 0,4 \cdot 640$$

$$220,8 \leq 256$$

Vyhovuje.

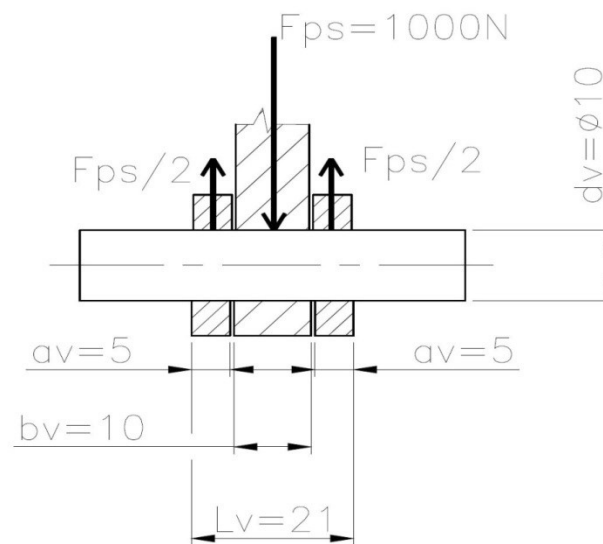


Obr. 26 Schéma svěrného spoje

7.6 Pevnostní výpočty uzlů centrální aretace

7.6.1 Pevnostní kontrola čepu na výsuvné tyči aktuátoru

Zkontrolujeme si pevnostně čep, který je na výsuvné tyči aktuátoru. Viz obr. 27.



Obr. 27 Schéma čepového spojení

Mezi spojovanými díly je vůle, takže toto spojení budeme kontrolovat současně na smyk a ohyb. V poslední řadě tento čepový spoj zkontrolujeme na otláčení.

Postup výpočtu: [25]

Základní pevnostní podmínka pro ohyb čepu má tvar:

$$\sigma_{vo} = \frac{M_{vo}}{W_{vo}} \leq \sigma_{vo DOV} \quad (19)$$

Rovnice ohybového momentu má tvar:

$$M_{vo} = \frac{F_{ps}}{2} \cdot \frac{L_v}{2} - \frac{F_{ps}}{2} \cdot \frac{b_v}{4}$$

$$M_{vo} = \frac{F_{ps}}{8} \cdot (2 \cdot L_v - b_v)$$

$$M_{vo} = \frac{F_{ps}}{8} \cdot (2 \cdot a_v + b_v)$$

Modul průřezu má tvar:

$$W_{vo} = \frac{\pi \cdot d_v^3}{32} \quad (20)$$

Dosazením do základní pevnostní podmínky pro ohyb dostaneme:

$$\sigma_{vo} = \frac{M_{vo}}{W_{vo}} = \frac{\frac{F_{ps}}{8} \cdot (2 \cdot a_v + b_v)}{\frac{\pi \cdot d_v^3}{32}} = \frac{4 \cdot 1000 \cdot (2 \cdot 5 + 10)}{\pi \cdot 10^3} = 25,46 \text{ MPa}$$

Nyní provedeme výpočet na smyk:

$$\tau_v = \frac{F_{ps}}{S_v} = \frac{F_{ps}}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot 2} = \frac{2 \cdot F_{ps}}{\pi \cdot d_v^2} = \frac{2 \cdot 1000}{\pi \cdot 10^2} = 6,37 \text{ MPa} \quad (21)$$

Zkontrolujeme pevnostní výpočet pomocí redukovaného napětí:

$$\sigma_{vRED} = \sqrt{\sigma_{vo}^2 + 3 \cdot \tau_v^2} \leq \sigma_{vo DOV} \quad (22)$$

$$\sigma_{vRED} = \sqrt{25,46^2 + 3 \cdot 6,37^2} = 27,75 \leq 78,33 \text{ MPa}$$

Vypočteme si dovolené ohybové napětí:

Materiál čepu volím S235JRG2, který má mez kluzu v tahu $Re_{235} = 235 \text{ MPa}$. [20]

Dále volíme bezpečnost $k_v = 3$.

$$\sigma_{vo DOV} = \frac{Re_{235}}{k_v} = \frac{235}{3} = 78,33 \text{ MPa} \quad (23)$$

Čep s hlediska redukovaného napětí vyhovuje.

Zkontrolujeme si čep na otlačení:

Nejprve si tento čep zkontrolujeme v táhle.

$$p_{v1} = \frac{F_{ps}}{d_v \cdot b_v} \leq p_{v DOV} \quad (24)$$

$$p_{v1} = \frac{1000}{10 \cdot 10} = 10 \leq 30 \text{ MPa}$$

Poté si tento čep zkontrolujeme na vidlici.

$$p_{v2} = \frac{F_{ps}}{2 \cdot d_v \cdot a_v} \leq p_{v DOV} \quad (25)$$

$$p_{v2} = \frac{1000}{2 \cdot 10 \cdot 5} = 10 \leq 30 \text{ MPa}$$

Výpočet dovoleného tlaku na čepu:

Dle literatury [23] a dle materiálu S235JR jsem zvolil pro kloubové uložení $p_{v DOV} = 30 \text{ MPa}$.

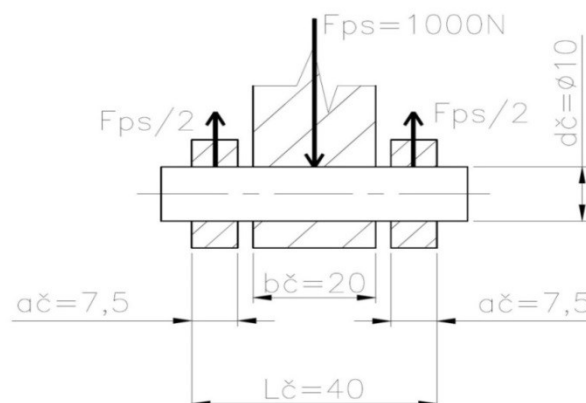
Spoj na otlačení vyhovuje.

Kde:

σ_{vo} [MPa]	– Ohybové napětí v čepu.
M_{vo} [N · mm]	– Ohybový moment čepu.
W_{vo} [mm ³]	– Modul průřezu čepu.
d_v [mm]	– Průměr čepu.
F_{ps} [N]	– Síla u pohonu.
S_v [mm ²]	– průřez čepu.
a_v [N]	– Vzdálenost dle obr. 27.
b_v [N]	– Vzdálenost dle obr. 27.
L_v [N]	– Vzdálenost dle obr. 27.
τ_v [MPa]	– Smykové napětí v čepu.
σ_{vRED} [MPa]	– Redukované napětí v čepu.
σ_{voDOV} [MPa]	– Dovolené ohybové napětí v čepu.
p_{v1} [MPa]	– Tlak na čep v táhle
p_{v2} [MPa]	– Tlak na čep ve vidlici.

7.6.2 Pevnostní kontrola čepového uchycení aktuátoru

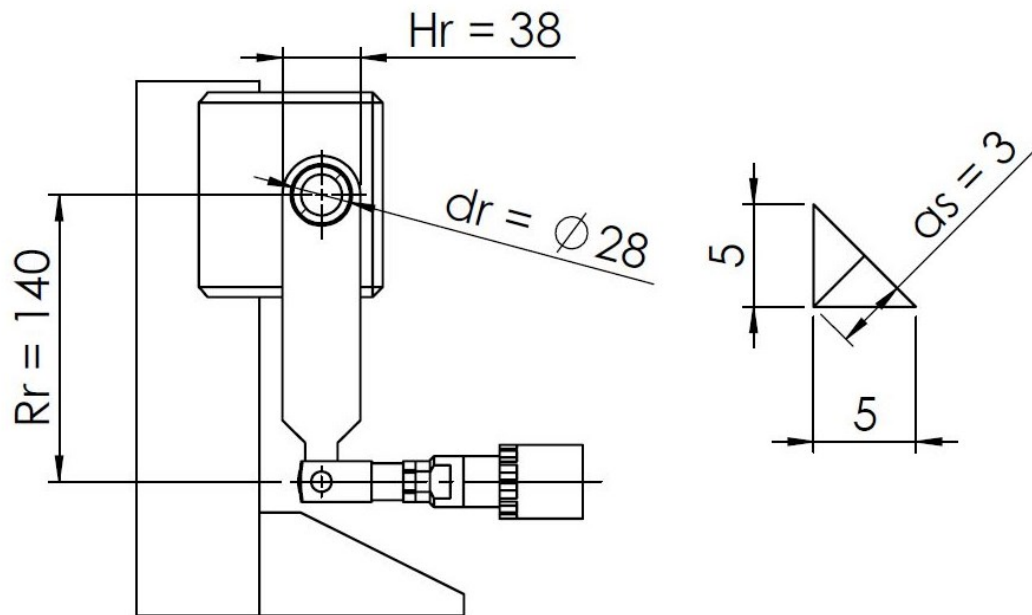
Tento čep má obdobné výpočtový postup jako čep na výsuvné tyči aktuátoru. Čep z hlediska pevnostní kontroly vyhovuje.



Obr. 28 Schéma čepového spojení

7.6.3 Pevnostní kontrola velikosti svaru na ramenech

Provedeme kontrolu svaru na nejnepříznivějším ramenu dle obr. 29.



Obr. 29 Svařované rameno se schématem svaru

Výpočet budeme provádět pro koutový svar o velikosti $a_s = 3$ mm.

Postup výpočtu: [26]

Výpočet velkého průměru koutového svaru:

$$D_r = d_r + 2 \cdot a_s = 28 + 2 \cdot 3 = 34 \text{ mm} \quad (26)$$

Výpočet dovoleného napětí v krutu:

Volím materiál pro svarový spoj S235JRG2. Tento materiál má mez kluzu v tahu $R_{ef} = 225$ MPa. Bezpečnost volím $k_r = 2$.

$$\tau_{r DOV} = 0,65 \cdot \sigma_{r DOV} = 0,65 \cdot \frac{R_{ef}}{k_r} = 0,65 \cdot \frac{225}{2} = 73,13 \text{ MPa} \quad (27)$$

Kontrola svaru na krut:

$$\tau_r = \frac{M_{kr}}{W_{kr}} = \frac{F_{ps} \cdot R_r}{\frac{2\pi \cdot (D_r^4 - d_r^4)}{16 \cdot D_r}} = \frac{1000 \cdot 140}{\frac{2\pi \cdot (34^4 - 28^4)}{16 \cdot 34}} = 16,8 \text{ MPa} \leq 73,13 \text{ MPa} \quad (28)$$

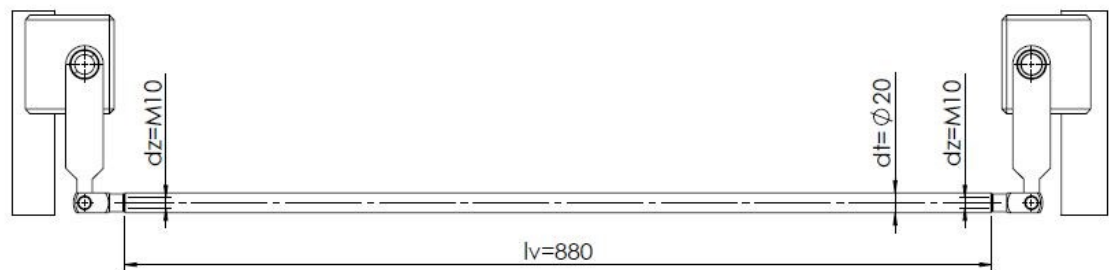
Tento svar vyhovuje.

Kde:

D_r [mm]	– Velký průměr koutového svaru.
d_r [mm]	– Vnější průměr trubky.
a_s [mm]	– Velikost svaru.
R_{er} [MPa]	– Mez kluzu v tahu pro základní materiál.
k_r [–]	– Bezpečnost svaru u ramene.
τ_{rDOV} [MPa]	– Dovolené napětí v krutu svaru.
σ_{rDOV} [MPa]	– Dovolené napětí v tahu.
τ_r [MPa]	– Napětí v krutu.
F_{ps} [N]	– Síla u pohonu.
R_r [mm]	– Vzdálenost ramene.

7.6.4 Kontrola podélné tyče na vzpěr

V tomto bodě si zkontrolujeme podélnou tyč na vzpěr.



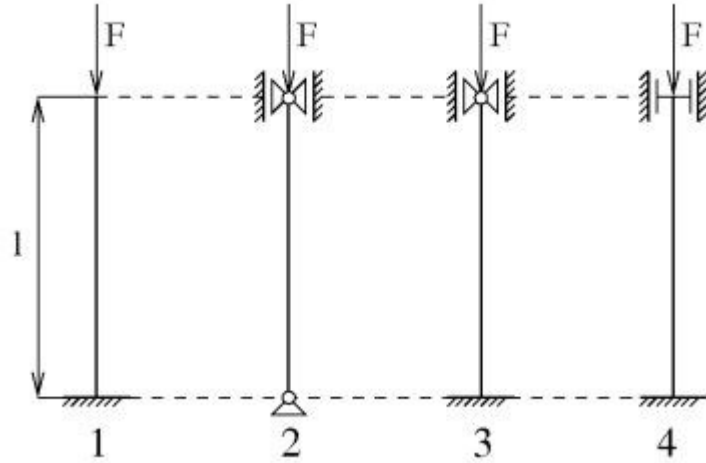
Obr. 30 Schéma podélné tyče

Postup výpočtu:

Výpočet štíhlosti tyče: [27]

V první řadě si spočítáme štíhlost tyče. Dle obr. 31 jsme určili variantu 2. To odpovídá hodnotě $l_{red} = l_v$

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_k} = \frac{l_v}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_t}}} = \frac{l_v}{\sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_t^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}}}} = \frac{l_v}{\frac{d_t}{4}} = \frac{4 \cdot l_v}{d_t} = \frac{4 \cdot 880}{20} = 176 \quad (29)$$



Obr. 31 Druhy prutů [28]

Výběr metody: [27]

Nyní rozhodneme, zda budeme dále pokračovat podle rovnice Eulera nebo podle Tetmajerovy-Jasinského rovnice. Dle tabulek [23] jsme zjistili, že mezní štíhlost odpovídá hodnotě 100.

$$\lambda > \lambda_m - \text{Podmínka pro Eulerovou rovnici} \quad (30)$$

$$176 > 100$$

Dle podmínky jsme rozhodli, že budeme pokračovat podle Eulerovy rovnice.

Výpočet kritické síly: [27]

Dále si spočítáme kritické napětí podle Eulera. Modul pružnosti pro ocel odpovídá hodnotě $E_t = 210\,000$ MPa.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E_t \cdot I_{min}}{l_v^2} = \frac{\pi^2 \cdot E_t \cdot \frac{\pi \cdot d_t^4}{64}}{l_v^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 20^4}{64}}{880^2} = 21020,52 \text{ N} \quad (31)$$

Závěrečná kontrola: [27]

$$k_t = \frac{F_{kr}}{\frac{F_{pt}}{2}} = \frac{21020,52}{\frac{1000}{2}} = 42,04 \quad (32)$$

Tato tyč vyhovuje na vzpěr.

Kde:

$\lambda [-]$ – Štíhlost prutu.

$l_{red} [mm]$ – Redukovaná délka tyče.

$i_k [mm]$ – Poloměr kvadratického momentu průřezu.

$I_{min} [mm^4]$ – Minimální kvadratický moment průřezu.

$S_t [mm^2]$ – Plošný obsah průřezu tyče.

$d_t [mm]$ – Průměr tyče.

$F_{kr} [N]$ – Kritická síla.

$E_t [MPa]$ – Modul pružnosti v tahu.

$k_t [-]$ – Bezpečnost ve vzpěru.

$\lambda_m [-]$ – Mezní štíhlost.

7.7 Kontrola kompletní centrální aretace metodou MKP analýzy

7.7.1 Konstrukční součásti

Veškeré konstrukční součásti jsou vyrobeny z materiálu S235JR.

Mez kluzu v tahu: $Re_{Ks} = 215 \text{ MPa}$ [20]

Mez pevnosti v tahu: $Rm_{Ks} = 400 \text{ MPa}$ [20]

7.7.2 Popis výpočtového modelu

V této části jsem prováděl kontrolu kompletní centrální aretace pomocí MKP analýzy. Zajímal jsem se především o kritické namáhání a deformaci ramene, který je upevněn k aktuátoru.

V první řadě jsem upravil celkový model, za účelem zjednodušit analýzu. Takže jsem odstranil součásti, které svým významem neovlivní výpočet. Viz obr. 32. Použil jsem také potřebné vazby a dotyky.

V dalším kroku jsem vložil sílu, která odpovídá celkové síle aktuátoru. Tuto sílu jsem vložil do díry pro čep. Nakonec jsem toto řešení simuloval a zjišťoval jsem již zmiňované posunutí a deformaci.

Model byl vypracován v softwaru Solidworks 2017 [31] a následně jsem model exportoval do softwaru Autodesk Inventor 2017 [32], kde jsem prováděl MKP analýzu.



Obr. 32 Zjednodušený model centrální aretace

7.7.3 Okrajové podmínky

Uurčíme si vazby, dotyky a umístění síly. Tyto podmínky jsou velmi důležité pro správný výsledek celé soustavy. U svařovaných součástí jsem zvolil dotyk vázaný, který odpovídá tomuto spojení. Dále jsem uvažoval o dotyku mezi čepy a vidlicemi. U tohoto uzlu jsem se rozhodl, že použiji dotyk posouvání bez oddělení, jelikož toto spojení se otáčí kolem čepu.

Dále jsem zadával vazby. Zvolil jsem pevné vazby na konci trubek, které dosedají na svěrný spoje.

V poslední řadě jsem se zajímal o umístění síly vyvozené z lineárního pohonu a ze šroubového spojení. Sílu z lineárního pohonu jsem vložil na rameno, kde jsou tyto dva uzly

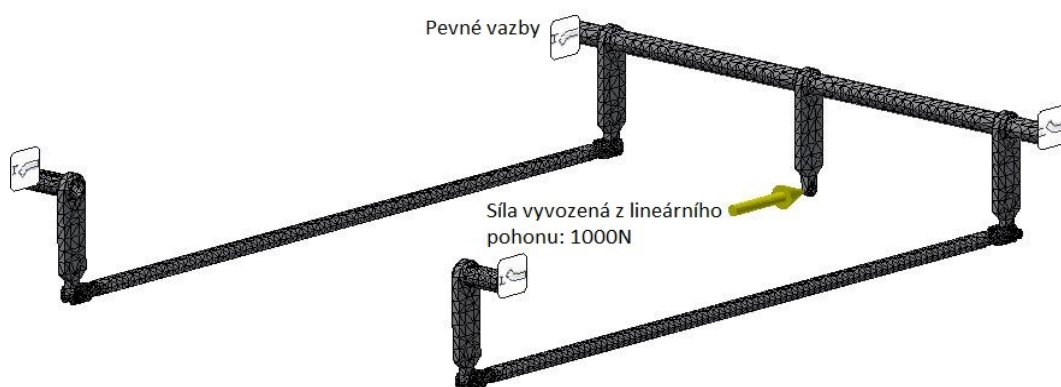
spojeny. Síly z utahování šroubů jsem do výpočtu nezahrnul z důvodu dotyku mezi tyčí a svěrným spojením.

Gravitační zatížení jsem do modelu nepoužil, jelikož neovlivní daný výsledek analýzy.

Materiál součástí zvolený ve výpočtovém modelu odpovídá S235JR.

7.7.4 Grafický výstup MKP

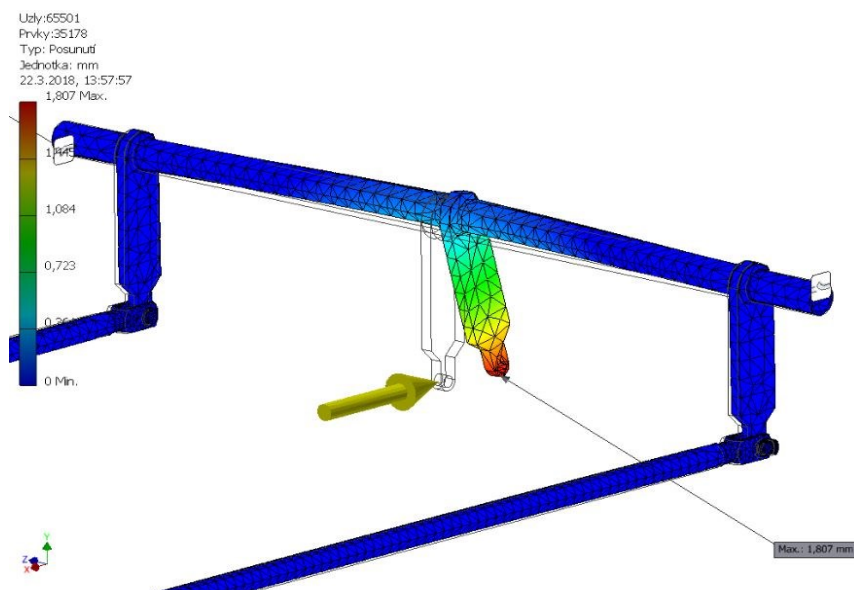
Sít' modelu s popisem vazeb a síly:



Obr. 33 Sít' modelu s popisem

Zjištění posunutí ramene pohonu:

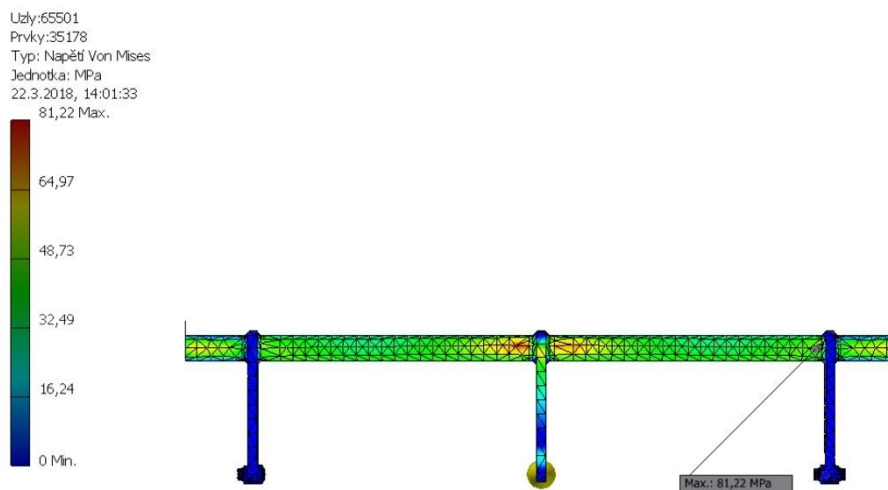
Maximální velikost posunutí u ramene jsem určil pomocí protokolu. Maximální velikost posunutí ramene pohonu vychází 1,807 mm.



Obr. 34 Velikost sevření při utažení

Maximální napětí Von Mises:

Maximální napětí leží mezi uchycení šroubového spojení a vodící trubky. Toto napětí odpovídá hodnotě 81,22 MPa.



Obr. 35 Maximální napětí Von Mises

Výsledky řešení:

S MKP analýzou jsem zjistil nejkritičtější místo mezi uchycením bočního ramene a příčnou trubicí. Jedná se o napětí tahové, které dosahuje hodnoty 81,22 MPa. Součásti jsou vyrobeny z materiálu S235JR. Tento materiál má mez kluzu 215 MPa, takže celý výpočet z hlediska Hookova zákona je v pořádku. Dále součinitel bezpečnosti u tohoto místa je 2,6. Z hlediska pevnosti je tato hodnota vyhovující a celý spoj je v pořádku.

Maximální posunutí ramene je 1,807 mm.

8 Technická zpráva

V této části popisuji funkci stolu s návazností na výkresovou dokumentaci, která se nachází v příloze G a výpočtovou část technické zprávy.

8.1 Popis navrženého zdvižného stolu

Navržený stůl, který nese dynamometr, slouží pro přesné ustavení hřídeli mezi dynamometrem a měřeným motorem. Tj. Elektromotor či spalovací motor. Testování motorů spočívá v tom, že dynamometr je spojen pomocí hřídelové spojky s testovaným motorem. Motor pohání dynamometr, který svým brzdícím momentem zjišťuje technické parametry a případné chyby motoru.

U tohoto testování jsme museli docílit vysokou tuhost celého zařízení s důrazem na ustavení přesné osové vzdálenosti mezi dynamometrem a mezi zkoušeným motorem, abychom zamezili případné vibrace vyvozené z nesouososti.

Tyto stoly se používají především v odvětví pro testování nově vyrobených elektromotorů a jejich prototypů.

8.2 Popis částí stolu

V příloze G je přiložen sestavný výkres zvedacího stolu.

Ten se skládá ze spodní desky (Pozice 1), která je uchycena k betonové podstavě pomocí čtyř chemických kotev (Pozice 1.1). K přesnému ustavení vůči podstavě nám napomáhají ustavovací šrouby (Pozice 1.2). Dále se na desce nachází svěrný spoj. Ten se skládá z kluzného pouzdra (Pozice 1.3), které je rozříznuto z důvodu umožnění sevření spoje. Dle výpočtu v kapitole 7.2 se tento spoj sevře o 0,224 mm k potřebnému zamezení

pohybu. Abychom předešli znečištění kluzného pouzdra, je nad pouzdem vložen stírací kroužek (Pozice 1.4).

Deska horní (Pozice 2) se skládá z obráběné horní desky, kde jsou vyfrézovány T-drážky pro uchycení dynamometru. Vodicí tyče (Pozice 2.1) jsou uchyceny pomocí šroubů se zapuštěnou patkou (Pozice 2.2) ke snadnému ustavení tyčí vůči svěrným spojům. Pro usnadnění manipulace se stolem nám napomáhají zvedací oka (Pozice 2.3).

Pohon (Pozice 3) se skládá z asynchronního motoru značky Siemens (Pozice 3.1), pojistné spojky značky KTR (Pozice 3.2) a ze zdvižné převodovky značky ZIMM (Pozice 3.3) o rozsahu zdvihu 400 mm. Celý tento pohon umožní zvedat břemeno o zatížení 40kN s rychlostí zdvihu 3mm.s^{-1} . S pohonem spolupracují koncové spínače, které vymezují chod zdvihu. Výpočet pohonu je znázorněn v kapitole 6.

Centrální aretace (Pozice 4) se stará o kompletní aretaci všech svěrných spojů. V příloze H je přiložen sestavný výkres centrální aretace. Aretace je výpočetně zkontrolována v kapitole 7. Aretace se skládá z příčného ramene (Pozice 1). Na příčné rameno je pomocí čepu přichycen aktuátor značky Mecvel (Pozice 5), který má maximální sílu 1000 N a maximální vysunutí 120 mm. Ten pootočí příčné rameno o 40° a tím docílí sevření všech svěrných spojů. Podélné rameno (Pozice 3) je pomocí vidlicových kloubů (Pozice 6) spojeno.

9 Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce byl projekčně-konstrukční návrh polohovacího stolu, který slouží k výškovému ustavení dynamometru vůči testovanému motoru.

V úvodní části jsem provedl průzkum trhu za účelem získání informací k dané problematice. Konstrukční uzly, které jsem našel, jsem vyhodnotil s následným výběrem nejlepší varianty k mému řešení.

Důraz jsem kladl na vysokou hmotnost dynamometru a rychlost zdvihu dostatečně nízkou, aby obsluha v určitém okamžiku dokázala najet na požadovanou výšku. Tato problematika se odvíjela od vysoké hmotnosti dynamometru a vlastní hmotnosti horní desky. Tuto problematiku jsem vyřešil zvolením zdvižné převodovky, která je konstrukčně navržena pro zvedání těžkých břemen. Ve výpočtové části jsem tento pohon pevnostně zkontroloval. Problematiku rychlosti zdvihu jsem řešil vhodným návrhem soustrojí motor, spojka, zdvižná převodovka tak, aby byly splněny katalogové požadavky pro zdvižnou převodovku.

Řešil jsem fakt, že stůl musí být dostatečně stabilní a velmi tuhý, abychom docílili přesného testování s minimálními odchylkami. Volbou tuhého rámu, který odolává velkým rázům a silám.

V poslední řadě jsem se zajímal o způsob aretace stolu, která zamezuje pohyb stolu při testování motorů. Tady jsem navrhl centrální aretaci, kterou pohání lineární aktuátor. U tohoto bodu jsem řešil velikost posunutí při sevření svěrného spoje s pevnostní kontrolou. Centrální aretaci se urychlí ustavování stolu do potřebné osové výšky.

Seznam použité literatury

- [1] ALTO SYSTEMS: Zvedací stůl/plošina Hymo Maxima [online], 2017 [cit. 2018-01-28]. Dostupný z WWW:
< http://www.altosystems.cz/306-zvedaci_stul/plosina_-_hymo_maxima_bx >
- [2] TES VSETÍN: Zvedací stůl ZS 2400 [online], 2012 [cit. 2018-01-28]. Dostupný z WWW:
< <http://www.tes.cz/tem/zvedaci-stoly/> >
- [3] LIFT TABLES: Zvedací stůl ECOA AL-040-24 [online], 2018 [cit. 2017-11-20]. Dostupný z WWW:
< <https://www.lift-tables.net/ecoa/airlift/al-040-24.php> >
- [4] PETR, F. Porovnání pneumatických, hydraulických a elektrických lineárních pohonů. [online]. E-konstrukter, 2015, [cit. 2018-01-18]. Dostupný z WWW:
<<https://e-konstrukter.cz/novinka/porovnani-pneumatickych-hydraulickych-a-elektrickych-linearnich-pohonu> >
- [5] FISCHER, U. Základy strojnictví. 1. vyd. Praha: Europa - Sobotáles, 2004, 290 s. ISBN 80-867-0609-5.
- [6] HUBKA, V. Konstrukční nauka: Obecný model postupu při konstruování. Vyd. 2. Zürich: Heurista, 1995, 118 s. ISBN 80-90 1135-0-8.
- [7] Maturitní otázky ze Stavby a provozu strojů: Tlakové spoje-Lisování. [online], [cit. 2018-01-28]. Dostupný z WWW:
< http://www.ctvrtaci.wz.cz/SPS/Tlakove_spoje.htm >
- [8] EXVALOS: Kluzná pouzdra SKF [online], [cit. 2017-10-08]. Dostupný z WWW:
< <http://www.exvalos.cz/kluzna-loziska---pouzdra/kluzna-loziska---pouzdra-skf/> >
- [9] Katalog HENNLICH: Stírací kroužky [online], 2009 [cit. 2017-11-28]. Dostupný z WWW:
<https://tesneni.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/Highspeed_Service_Center/Kunststoffbauteile/Dokumente/CZ_Katalogblatten/st%C3%ADrac%C3%AD.pdf>
- [10] HENNLICH: Krycí měchy kruhové [online], 2018 [cit. 2018-01-28]. Dostupný z WWW:
<<https://www.hennlich.cz/produkty/krytovani-stroju-a-triskove-hospodarstvi-kryci-mechy-kruhove-8272.html> >
- [11] EUCHNER: Koncové spínače [online], 2010 [cit. 2017-12-10]. Dostupný z WWW:
< <http://www.euchner.cz/produkty/automatizace/koncove-spinace/> >
- [12] MELICHAR, M. Návrh a konstrukce lineárního hydromotoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 39 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Merenus.

- [13] Katalog ZIMM: Zdvižné převodovky [online], 2015 [cit. 2017-10-05]. Dostupný z WWW:
< <http://zimmscrewjacks.com/downloads/zimm-screw-jack-systems-catalogue-2015> >
- [14] Katalog KTR: pojistné spojky SYNTEx Standard [online], 2007 [cit. 2017-12-10]. Dostupný z WWW:
< https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/07_torque_limiters.pdf >
- [15] ELESa+GANTER CZ: Vidlicové klouby [online], 2018 [cit. 2018-03-31]. Dostupný z WWW: < <https://www.elesa-ganter.cz/vyrobky/kloubove-prvky/skupina/gn-751> >
- [16] RAVEO: AC aktuátor ALI2 [online], 2018 [cit. 2018-03-31]. Dostupný z WWW:
< <http://www.raveo.cz/AC-aktuator-ALI2> >
- [17] ŠROUB A MATKA: Mechanické vlastnosti ocelových šroubů: [online], [cit. 2017-12-07], dostupné z WWW:
< <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html> >
- [18] EUROPEAN STEEL AND ALLOY GRADES/NUMBER SEARCHABLE DATABASE: Přehled vlastností materiálu: CuSn7Zn4Pb7-B(CB493K): [online], [cit. 2018-02-25], dostupné z WWW:
< http://www.steelnumber.com/en/steel_alloy_composition_eu.php?name_id=1632 >
- [19] MOJŽÍK, Marek. Spoje hřídele s nábojem: Součinitel sevření. [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupný z WWW:
< <https://www.czech-ware.net/mojzik/pmk/txt/hs.html> >
- [20] Stránky BOLZANO: Přehled vlastností oceli: S235JR: [online], [cit. 2018-01-25], dostupné z WWW: < <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jdrive-s235jrg2> >
- [21] Stránky BOLZANO: Přehled vlastností oceli: S355J2G3: [online], [cit. 2018-03-21], dostupné z WWW: < <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3> >
- [22] Stránky SKF: Sortiment: Kluzná pouzdra: [online], [cit. 2018-01-26], dostupné z WWW:
< <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PBM%20130150200%20M1G1> >
- [23] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky. 2. vydání, přepracované. Praha: Scientia, 1998. 911 s. ISBN 8071831239.
- [24] PALÁT, Hynek. Stavba a provoz strojů 2: Šroubové spoje. [online]. Opava: Střední škola průmyslová a umělecká. 2012, [cit. 2017-12-07]. Dostupný z WWW:
< https://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-03.pdf >

- [25] PALÁT, Hynek. Stavba a provoz strojů 2: Kolíky a čepy. [online]. Opava: Střední škola průmyslová a umělecká. 2011/2012, [cit. 2018-03-10]. Dostupný z WWW:
< http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-04.pdf >
- [26] PALÁT, Hynek. Stavba a provoz strojů 2: Svarové spoje. [online]. Opava: Střední škola průmyslová a umělecká. 2011/2012, [cit. 2018-03-10]. Dostupný z WWW:
< http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-08.pdf >
- [27] ŠČERBOVÁ, M. a PAVELKA, V. Mechanika: Vzpěr. [online]. Opava: Střední průmyslová škola Ostrava-Vítkovice. 2013, [cit. 2018-03-04]. Dostupný z WWW:
< https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/17_MEC_VZPER_2_ROCNIK-UT.pdf >
- [28] Vzpěr přímého prutu kruhového průřezu [online]. [cit. 2018-03-28]. Obrázek ve formátu JPEG. Dostupný z WWW:
< <https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/vzper-primych-prutu/vzper.php> >

Seznam obrázků

Obr. 1 Nůžkový zvedací stůl firmy HYMO [1].....	17
Obr. 2 Zvedací stůl výrobce TES Vsetín [2]	18
Obr. 3 Pneumatický zvedací stůl AL - 040 - 24 [3].....	19
Obr. 4 Schéma technického procesu.....	24
Obr. 5 Tlakový spoj [7].....	28
Obr. 6 Šroubové spojení se zapuštěnou patkou	29
Obr. 7 Kluzné pouzdra z masivního bronzu [8].....	30
Obr. 8 Kluzné pouzdra ze slinutého karbidu [8].....	31
Obr. 9 Kluzné pouzdra z kompozitu POM [8].....	31
Obr. 10 Stírací kroužek DA 117 [9]	32
Obr. 11 Stírací kroužek DA 118 [9]	32
Obr. 12 Stírací kroužek DA 102 [9]	33
Obr. 13 Krycí měch kruhový [10]	33
Obr. 14 Elektromechanické koncové spínače [11]	34
Obr. 15 Posuvná část stolu.....	35
Obr. 16 Centrální aretace	38
Obr. 17 Řez podélnou trubkou.....	39
Obr. 18 Výpočet spoje s proříznutým nábojem [32]	39
Obr. 19 Rozměry svěrného spoje.....	41
Obr. 20 Zjednodušený model svěrného spoje.....	42
Obr. 21 Síť modelu s popisem	43
Obr. 22 Velikost sevření při utažení	43
Obr. 23 Maximální napětí Von Mises	44
Obr. 24 Schéma pohyby páky	46
Obr. 25 Síly a úhly závitu [24]	47
Obr. 26 Schéma svěrného spoje.....	49
Obr. 27 Schéma čepového spojení.....	50
Obr. 28 Schéma čepového spojení.....	52
Obr. 29 Svařované rameno se schématem svaru	53
Obr. 30 Schéma podélné tyče	54
Obr. 31 Druhy prutů [28].....	55
Obr. 34 Zjednodušený model centrální aretace	57

Obr. 35 Síť modelu s popisem	58
Obr. 36 Velikost sevření při utažení	59
Obr. 37 Maximální napětí Von Mises	59
Tabulka 1 - Třídy vlastností zdvižného stolu.....	23
Tabulka 2 - Morfologická matice	25
Tabulka 3 - Hodnocení kritérií konceptů	25

Seznam použitých programů

[31] Solidworks Premium 2017

[32] Autodesk Inventor Professional 2017

[33] Autodesk Autocad 2012

Seznam příloh

Příloha A – Patentová dokumentace – Zvedací stůl ZS 2400

Příloha B – Patentová dokumentace – Zvedací stůl se vzduchovým měchem

Příloha C – Patentová dokumentace – Nůžkový zvedací stůl

Příloha D – Patentová dokumentace – Nůžkový zvedací stůl s vodorovným pohonem

Příloha E – Elektromotor Siemens – Katalogový list

Příloha F – Zdvižná převodovka ZIMM – Katalogový list

Příloha G – Výkres sestavení zvedacího stolu

17001-00-000

Příloha H – Výkres sestavení centrální aretace

17001-00-004

Příloha I – Výrobní výkres příčného ramene

17001-00-004-01

Příloha J – CD-ROM s textem práce a výkresovou dokumentací

Příloha A

Patentová dokumentace – Zvedací stůl ZS 2400

ČESKOSLOVENSKÁ
SOCIALISTICKÁ
REPUBLIKA
(19)



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

257174

(11) (B1)

(51) Int. Cl.⁴

G 01 M 19/00

(22) Přihlášeno 11 06 86

(21) PV 4317-86.Z

(40) Zveřejněno 17 09 87

(45) vydáno 15 02 89

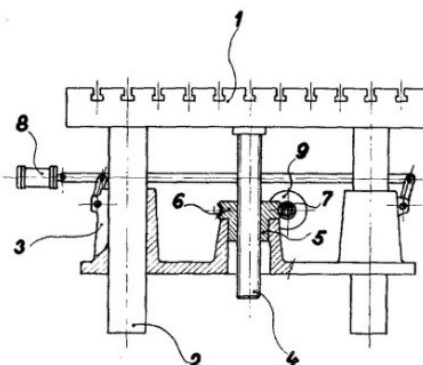
(75)

Autor vynálezu

DOSOUDIL IVAN, VSETÍN

(54) Zvedací stůl pro zkušební pracoviště

Zvedací stůl pro zkušební stanoviště, kde zkoušený výrobek se upíná na upínací desku, která se zvedá i spouští se zkoušeným výrobkem přesně do osové výšky dynamometru, pomocí mechanismu tvořeného zvedacím šroubem a maticí otáčející se pomocí šnekového kola na jejím obvodu a šneku poháněného reverzačním servomotorem. Vodicí sloupky se vertikálně posouvají ve vodicích svěratelných pouzdrech, jejichž provozní vůli lze po ustavení upínací desky v požadované osové výšce vymezit sevřením vodicích svěratelných pouzder pomocí reverzačního servomotoru.



257174

Příloha B

Patentová dokumentace – Zvedací stůl se vzduchovým měchem



US006286812B1

(12) **United States Patent**
Cherry

(10) **Patent No.:** US 6,286,812 B1
(45) **Date of Patent:** Sep. 11, 2001

(54) **PORTABLE LIFTING APPARATUS**

(75) Inventor: **Charles W. Cherry**, Edmond, OK (US)

(73) Assignee: **Autoquip Corporation**, Guthrie, OK (US)

(*) Notice: Subject to any disclaimer, the term of this patent is extended or adjusted under 35 U.S.C. 154(b) by 0 days.

(21) Appl. No.: **09/536,193**

(22) Filed: **Mar. 27, 2000**

(51) **Int. Cl.**⁷ **B60P 1/48**

(52) **U.S. Cl.** **254/9 C; 254/122; 254/126; 254/93 HP; 254/8 B**

(58) **Field of Search** **254/126, 122, 254/8 R, 8 B, 931 HP, 2 C, 9 C**

(56) **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

3,174,722	*	3/1965	Alm	254/122
3,350,065	*	10/1967	Mankey	254/122
3,472,488	*	10/1969	Naughton	254/122
3,730,366	*	5/1973	Berends	254/122
3,994,474	*	11/1976	Finkbeiner	254/88
4,688,760		8/1987	Garman et al.	254/93 HP
4,786,032		11/1988	Garman et al.	254/93 HP
5,419,534		5/1995	Vesely	254/9
5,431,112		7/1995	Thompson	108/7
5,446,938		9/1995	Warner et al.	14/71.3
5,542,806		8/1996	Kang	414/422
5,649,491		7/1997	Zaguroli, Jr.	108/7

5,771,816 * 6/1998 Zaguroli, Jr. 254/122
5,890,436 4/1999 Thompson 108/7

* cited by examiner

Primary Examiner—Joseph J. Hail, III

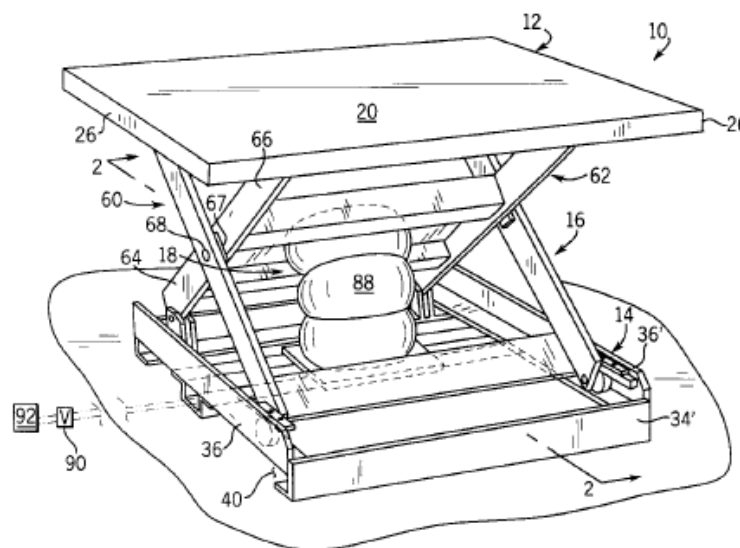
Assistant Examiner—Lee Wilson

(74) *Attorney, Agent, or Firm*—John W. Harbst

(57) **ABSTRACT**

A lifting apparatus which is readily portable between locations and whose design allows for readily replacement and/or repair of component parts thereof to enhance both serviceability and maintenance of the lifting apparatus is disclosed. The lifting apparatus includes a support table, a base frame disposed beneath the support table, a linkage assembly for maintaining the table and the base frame in generally parallel relation relative to each other as the table moves between raised and lowered positions, and a pneumatically operated actuator for moving the table between the raised and lowered positions. The base frame of the lifting apparatus defines at least one opening for allowing tines of a moving device to be inserted therethrough, thus, allowing the lifting apparatus of the present invention to be readily transported between locations. Fasteners used to releasably secure the pneumatically operated actuator to the base frame are elevated above the surface on which the lifting apparatus is positioned thereby enhancing serviceability of the pneumatically operated actuator. Additionally, the base frame includes gib structure arranged in operable combination with the linkage assembly and which includes releasable structure for enhancing service access to rollers forming part of the linkage assembly.

18 Claims, 5 Drawing Sheets



Příloha C

Patentová dokumentace – Nůžkový zvedací stůl

April 8, 1958

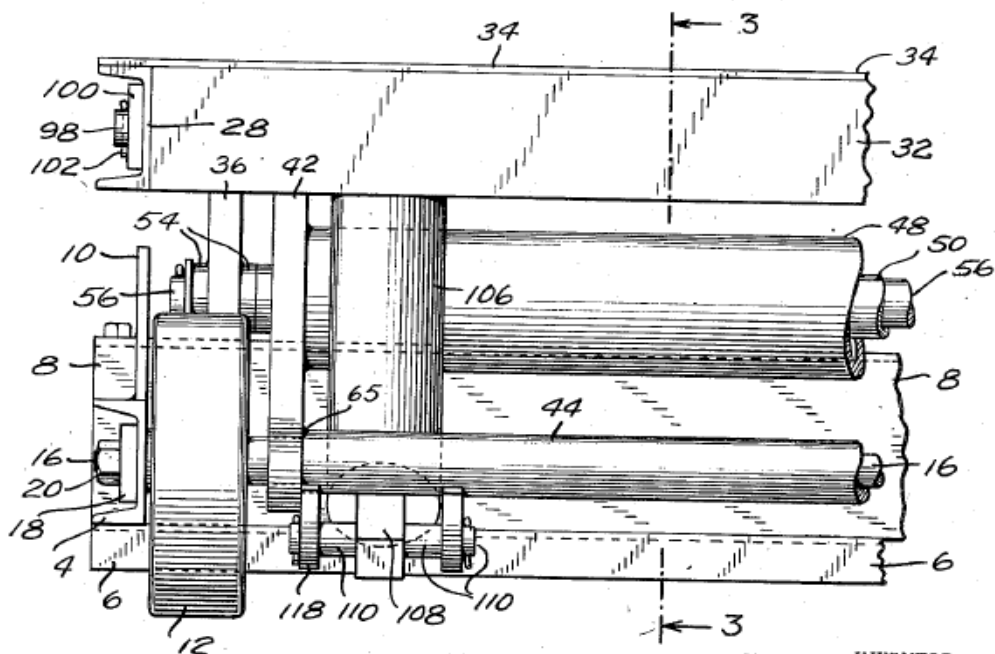
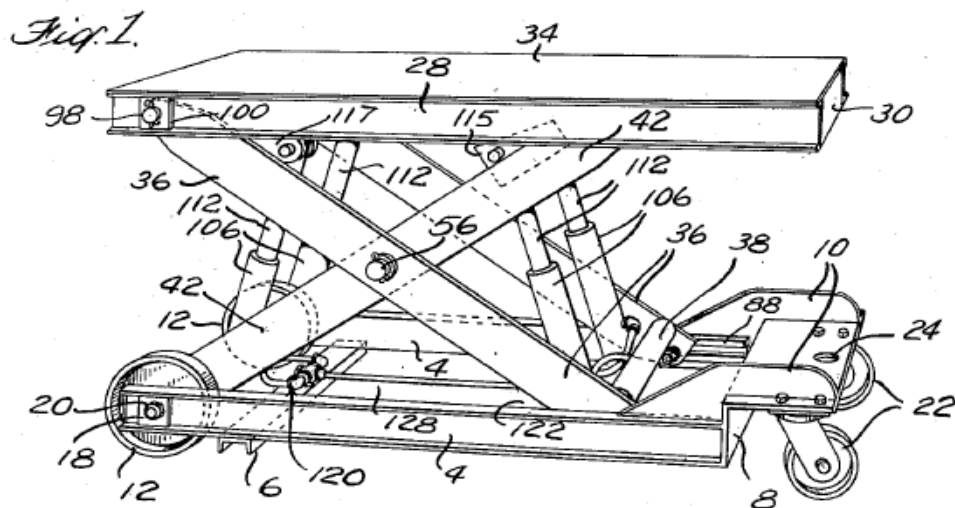
C. D. GIBSON

2,829,863

TABLE OF ADJUSTABLE HEIGHT

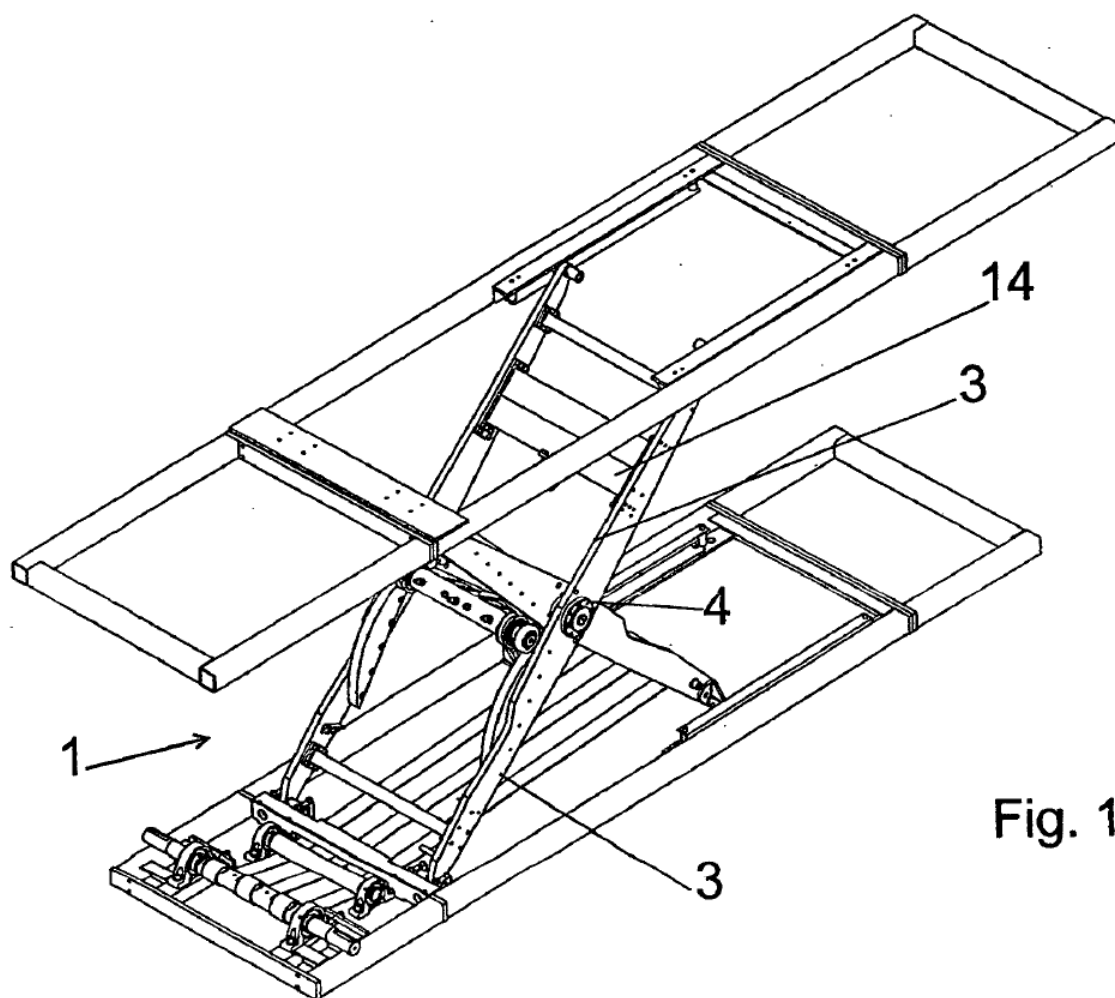
Filed July 23, 1952

4 Sheets-Sheet 1

*Fig. 2.*INVENTOR.
CHRISTIAN D. GIBSONBY *W. D. Mayhew*
ATTORNEY

Příloha D

Patentová dokumentace – Nůžkový zvedací stůl s vodorovným pohonem



Příloha E

Elektromotor Siemens – Katalogový list

SIEMENS

Data sheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors



MLFB-Ordering data: **1LE1001-1CD02-2NA4-Z**
F01+F11+F50

Motor type: **1AV2130D**

Client order no.:

Order no.:

Offer no.:

Remarks:

Item no.:

Consignment no.:

Project:

U	Δ/Y	f	P	P	I	n	M	NOM. EFF at ... load [%]			Power factor at ... load			I _a /I _N	M _a /M _N	M _v /M _N	IE-CL
[V]		[Hz]	[kW]	[hp]	[A]	[1/min]	[Nm]	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4	I _a /I _N	T _a /T _N	T _v /T _N	
230	Δ	50	2.20	-/-	11.50	725	29.0	77.6	78.2	76.6	0.62	0.55	0.44	3.5	1.4	2.0	IE2
400	Y	50	2.20	-/-	6.60	725	29.0	77.6	78.2	76.6	0.62	0.55	0.44	3.5	1.4	2.0	IE2
460	Y	60	2.54	-/-	6.20	875	28.0	84.0	84.7	83.2	0.62	0.56	0.45	3.7	1.4	2.0	IE2
460	Y	60	2.20	-/-	5.60	880	24.0	84.0	83.8	81.3	0.59	0.52	0.41	4.1	1.6	2.3	IE2
IM B34 / IM 2101		FS 132 S		46 kg		IP55	CC032A	IECEN 60034		IEC, DIN, ISO, VDE, EN							

Mechanical data		
Sound pressure level 50Hz/60Hz (load)	63 dB(A)	66 dB(A)
Moment of inertia	0.034 kg m²	
Bearing DE NDE	6208 2Z C3	6208 2Z C3
Bearing lifetime	40000 h	
Lubricants	Esso Unirex N3	
Regreasing device	No	
Grease nipple	- / -	
Type of bearing	Preloaded bearing DE	
Condensate drainage holes	No	
External earthing terminal	No	
Vibration class	A	
Insulation	155(F) to 130(B)	
Duty type	S1	
Direction of rotation	bidirectional	
Frame material	aluminum	
Data of anti condensation heating	-/-	
Coating (paint finish)	Standard paint finish C2	
Color, paint shade	RAL7030	
Motor protection	(A) without (Standard)	
Method of cooling	IC411 - self ventilated, surface cooled	
Environmental conditions		
Ambient temperature	-20 °C - +40 °C	
Altitude above sea level	1000 m	

Terminal box	
Terminal box position	top
Material of terminal box	Aluminium
Type of terminal box	TB1 H00
Contact screw thread	M4
Max. cross-sectional area	6.0 mm²
Cable diameter from ... to ...	11.0 mm - 21.0 mm
Cable entry	2xM32x1,5-1xM16x1,5
Cable gland	3 plugs
Special design (3)	
F01	Mounting a brake
F11	Brake supply voltage, 230 V AC, 50/60 Hz
F50	Mechanical manual brake release with lever (cannot be locked)

Technical data are subject to change! There may be discrepancies between calculated and rating plate values.

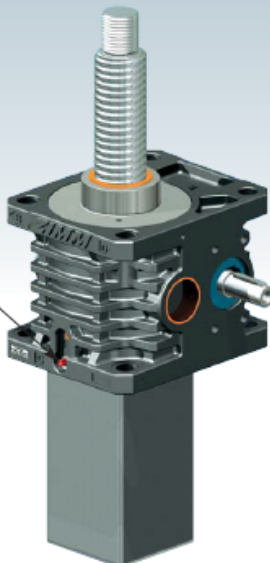
Page 1/1 Version: 2016.10
Generated: 11.09.2017 17:14:31

Příloha F

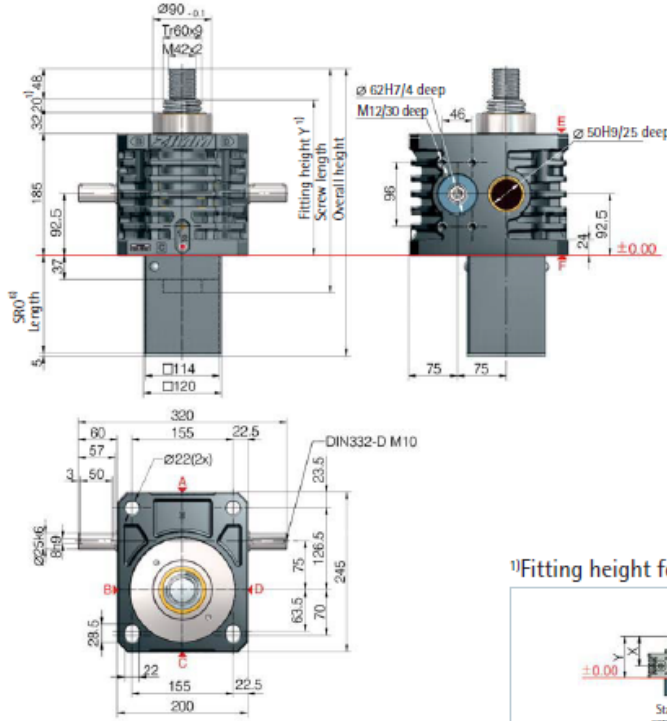
Zdvíhací převodovka ZIMM – Katalogový list

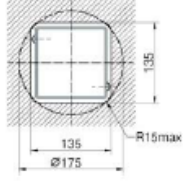
2
Z series screw jacks, SN+SL

Trapezoidal screw
Tr



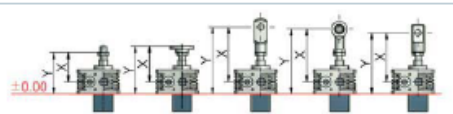
Z-150-S translating screw 150 kN





Opening for protective tube SRO
square 135x135
or round Ø 175

¹⁾Fitting height for 0-stroke, with Tr 60x9 screw



All dimensions in mm

	X/Y	X/Y	X/Y	X/Y	X/Y
Bellevs FB					
without bellevs FB	145/237	195/287	313/405	305/397	300/392
Z-150-FB-350	198/290	223/315	366/458	358/450	328/420
Z-150-FB-600	220/312	245/337	388/480	380/472	350/442
Z-150-FB-1000	278/370	303/395	446/538	438/530	408/500
Z-150-FB-1500	328/420	353/445	496/588	488/580	458/550

*with bellevs fixing ring Z-150-FBR

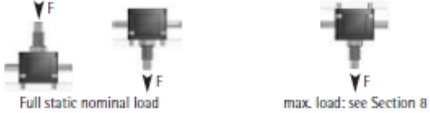
⁶⁾Protective tube length SRO with Tr 60x9 screw

Without escape/rotation protection	Escape/rotation protection	Rotation protection, with limit switch set ES
87+stroke	117+stroke	149+stroke

Standard ratios

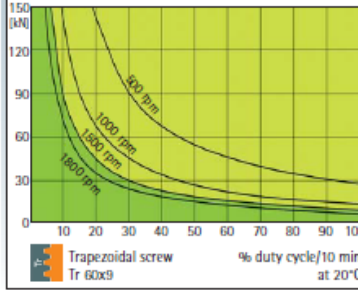
Type	Version	Speed	Standard screw ²⁾	i	Stroke per drive shaft rotation ³⁾
Z-150-SN	Translating	Normal	Tr 60x9	9:1	1.00 mm
Z-150-SL	screw	Low speed	Tr 60x9	36:1	0.25 mm
Z-150-RN	Rotating	Normal	Tr 60x9	9:1	1.00 mm
Z-150-RL	screw	Low speed	Tr 60x9	36:1	0.25 mm

Screw jack mounting



Full static nominal load max. load: see Section 8

Duty cycle thermal limit, for S+R



These curves are for guidance under standard industrial conditions (ambient temperature etc.) and correct maintenance (lubrication etc.). The max. input drive torques for optimum service life are at the right page - technical data (1500 rpm)

Legend: Trapezoidal screw Tr 60x9

Notes: KGP: % duty cycle 2 times to 4 times higher

28

ZIMM
 © by ZIMM Austria 2013

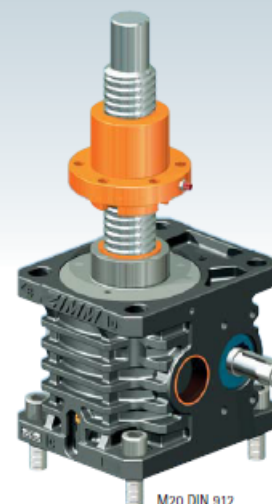
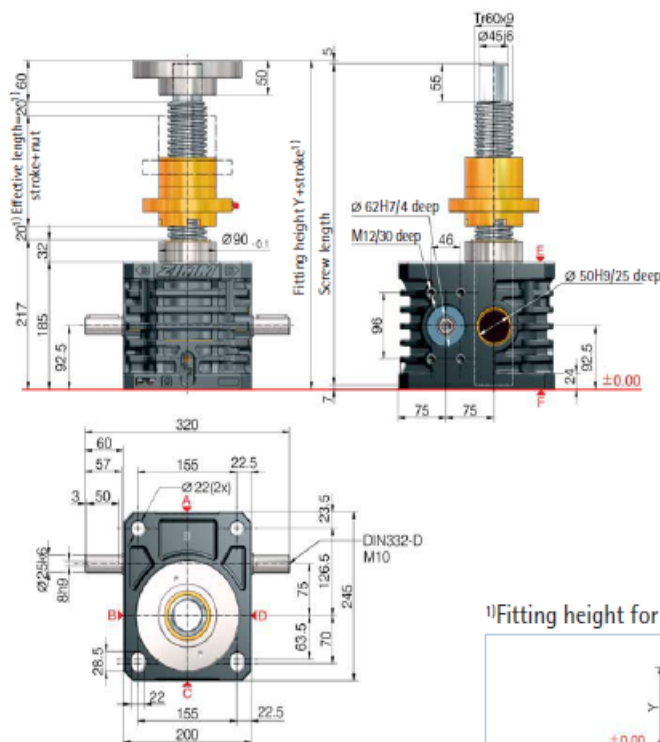
74

2

Z series screw jacks, RN+RL

Trapezoidal screw
Tr

Z-150-R rotating screw 150 kN



2

¹⁾Fitting height for 0-stroke, with Tr 60x9 screw

All dimensions in mm	Duplex nut DM	Duplex nut DM with SIFA	Self-aligning nut PM
Bellocs FB	Y/A	Y/A	Y/A
without bellocs FB	432/277	528/373	527/402
2x Z-150-FB-300	480/305	571/396	575/430
2x Z-150-FB-600	524/327	615/418	619/452
2x Z-150-FB-1000	640/385	731/476	735/510
2x Z-150-FB-1500	740/435	831/526	835/560

Detailed instructions for determining the length can be found in Section 8

150 kN

Technical data series Z-150-S / Z-150-R

max. compressive/tensile force, static	- 150 kN (15 t)
max. compressive/tensile force, dynamic	- see duty cycle curves
Nominal speed	- 1500 rpm
max. drive shaft speed	- 1800 rpm
Screw size standard	- Tr 60x9 ²⁾
Gear ratio	- 9:1 (N) / 36:1 (L)
Housing material	- GGG-50, corrosion-resistant
Worm shaft	- steel, case-hardened, ground
Weight of screw jack body	- 42 kg
Weight of screw/m	- 19 kg
Gearbox lubrication	- synthetic fluid grease
Screw lubrication	- grease lubrication
Gearbox operating temperature	- max. 60°C, higher on request
Moment of inertia	- N: 22.47 kg cm ² / L: 7.96 kg cm ²
Input torque (at 1500 rpm)	- max. 75.1 Nm (N) / max. 20.7 Nm (L)
Drive-through torque	- max. 540 Nm

Drive torque M_d (Nm)	- F (kN) \times 0.75 ³⁾ + M_i (N-normal)
Breakaway torque	- F (kN) \times 0.25 ³⁾ + M_i (L-low speed)
Idling torque ⁴⁾ M_i (Nm)	- Drive torque M_d \times 1.5
	- 1.90 (N-normal) / 1.20 (L-low speed)

Between gearbox and nut or nut and end of thread, provide for a safety distance of (minimum) 20 mm!

See Section 7 for the checklist.

Important information

- 1) - extension if a bellows or spiral spring is fitted: see the table or Section 8
- 2) - Tr 60x9 is standard, also available: double-pitch, stainless steel, left-handed, increased screw Tr 80x16 (only for the R version)
- 3) - factor includes efficiency, ratio and 30% safety
- 4) - at 20°C, can be higher when new
- 5) - for a 9 mm screw pitch

ZIMM®
© by ZIMM Austria 2013

29